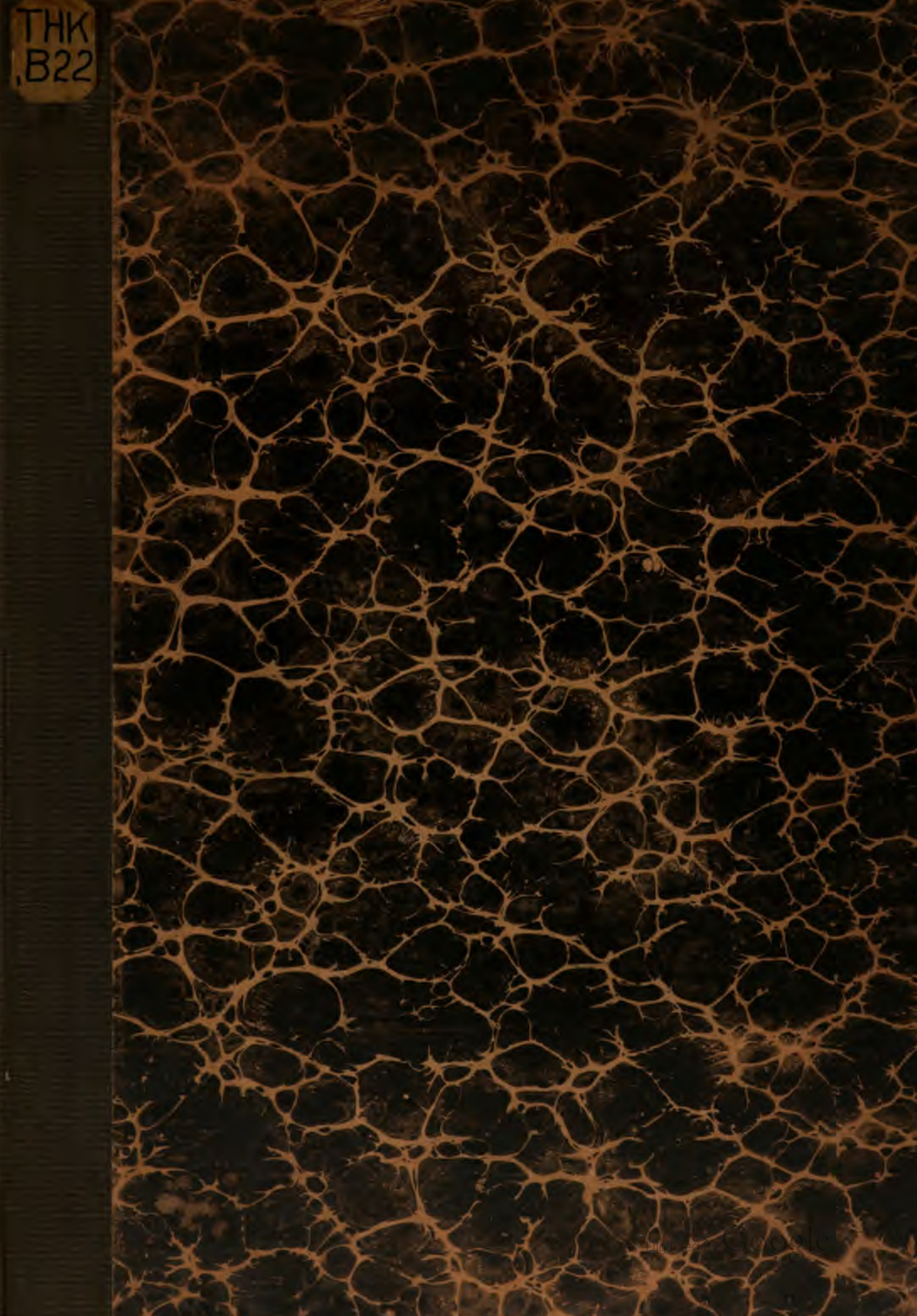




AMERIKANISCHE

DAMPFTURBINEN.

ERWEITERUNG EINES AM 2. FEBRUAR 1905
IM WÜRTTEMBERGISCHEN INGENIEUR-VEREIN GEHALTENEN VORTRAGES.

VON

A. BANTLIN,
PROFESSOR AN DER K. TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU STUTTGART.

MIT 104 ABBILDUNGEN IM TEXT.



STUTTGART 1905.
ALFRED KRÖNER VERLAG.

Druck der Union Deutsche Verlagsgesellschaft in Stuttgart.

Vorwort.

Die nachstehende Arbeit ist aus einem Vortrag über amerikanische Dampfturbinen entstanden, den ich am 2. Februar 1905 im Württembergischen Bezirksverein des Vereines Deutscher Ingenieure gehalten habe. In meinen Beschreibungen habe ich mich auf wenige kennzeichnende, in der Industrie eingeführte Beispiele des amerikanischen Dampfturbinenbaues beschränkt. Es erscheint daher nur eine kleine Zahl der Vertreter der modernen Dampfturbine: die bereits weltbekannte Bauart Westinghouse-Parsons, die in der neuen Welt sich ebenso rasch ihren Platz erobert hat, wie in der alten; die Curtis-Turbine, eine rein amerikanische Schöpfung, die sich nicht minder schnell ausgebreitet hat, und endlich eine in Europa gegenwärtig noch weniger bekannte Ausführung, die Hamilton-Holzwarth-Turbine, die nach günstigen Anfängen im Begriff steht, Boden zu gewinnen. Die Laval-Turbine habe ich nicht aufgenommen; einmal weil sie nennenswerte Verschiedenheiten gegenüber ihren europäischen Konstruktionen nicht aufweist und diese letzteren so allgemein bekannt sind, daß sie nicht mehr beschrieben zu werden brauchen, sodann aber auch, weil die Laval-Turbine in der nächsten Zeit im Vergleich mit den genannten Turbinen wohl zurücktreten wird.

Bei der Herausgabe der vorliegenden kleinen Schrift war für mich namentlich der Wunsch maßgebend, meinen Zuhörern in den Vorträgen über Dampfturbinen einen kurzen Überblick über die wichtigsten Systeme in die Hand geben zu können, die heute in Nordamerika gebaut werden.

Während meines Besuchs der industriellen Werke der Vereinigten Staaten im vergangenen Sommer habe ich den Eindruck bekommen, daß drüben, genau so wie bei uns, die Entwicklung der Industrie im gegenwärtigen Augenblick durch kein bedeutenderes Ereignis gekennzeichnet wird, als durch die allgemeine Einführung der Dampfturbine. Bei der Lebhaftigkeit der gegenseitigen technischen und wirtschaftlichen Beziehungen zwischen Europa und Amerika ist diese Gleichartigkeit der sich abspielenden Vorgänge eine ganz naturgemäße Sache, eine Folge der internationalen Entwicklung der Technik überhaupt. Trotzdem bietet ein Besuch der Werkstätten der Industrie, in denen das amerikanische



Volk eine der wirkungsvollsten Waffen für seinen erfolgreichen Wettkampf mit den Völkern der großen Kulturstaaten besitzt, für den aus europäischen Verhältnissen kommenden Ingenieur, wie bekannt, eine Fülle von belehrenden und anregenden Eindrücken.

Den amerikanischen Fachgenossen, deren Entgegenkommen ich beim Besuch ihrer Werke erfahren durfte, möchte ich auch an dieser Stelle für die mir zu teil gewordene Förderung meinen wärmsten Dank aussprechen.

Stuttgart, im Mai 1905. **A. Bantlin.**

Inhalt.

Seite

I. Die Curtis-Turbine 1

II. Die Hamilton-Holzwarth-Turbine 28

III. Die Westinghouse-Parsons-Turbine 49

I.

Die Curtis-Turbine.

Allgemeines.

Die Curtis-Turbine ist eine mehrstufige Druckturbine mit Geschwindigkeitsstufen. Sie wird von der General Electric Company in Schenectady im Staat New York gebaut. Der gegebenen Kennzeichnung zufolge macht die Curtis-Turbine von den beiden Hauptmitteln Gebrauch, die uns zur Verfügung stehen, um die hohen Umlaufzahlen der Dampfturbinen herabzudrücken:

1. von dem Mittel der Druckstufen und
2. von dem Mittel der Geschwindigkeitsstufen.

Druckstufen entstehen, wenn die Spannung des Dampfes durch Expansion in einzelnen, getrennten Stufen nacheinander zur Erzeugung von Geschwindigkeit nutzbar gemacht wird. Da Spannung mit Gefälle gleichbedeutend ist, so läuft die Anwendung von Druckstufen darauf hinaus, das Gefälle der Dampfturbine in mehrere Stufen zu zerlegen. Entsprechend dem Wesen der Druckturbine findet dabei die Expansion des Dampfes zur Geschwindigkeitserzeugung nur in den Düsen, d. h. den Einströmvorrichtungen der Turbine statt, die Laufräder selbst dagegen werden vom Dampf mit gleichbleibendem Druck und unveränderter relativer Geschwindigkeit durchströmt.

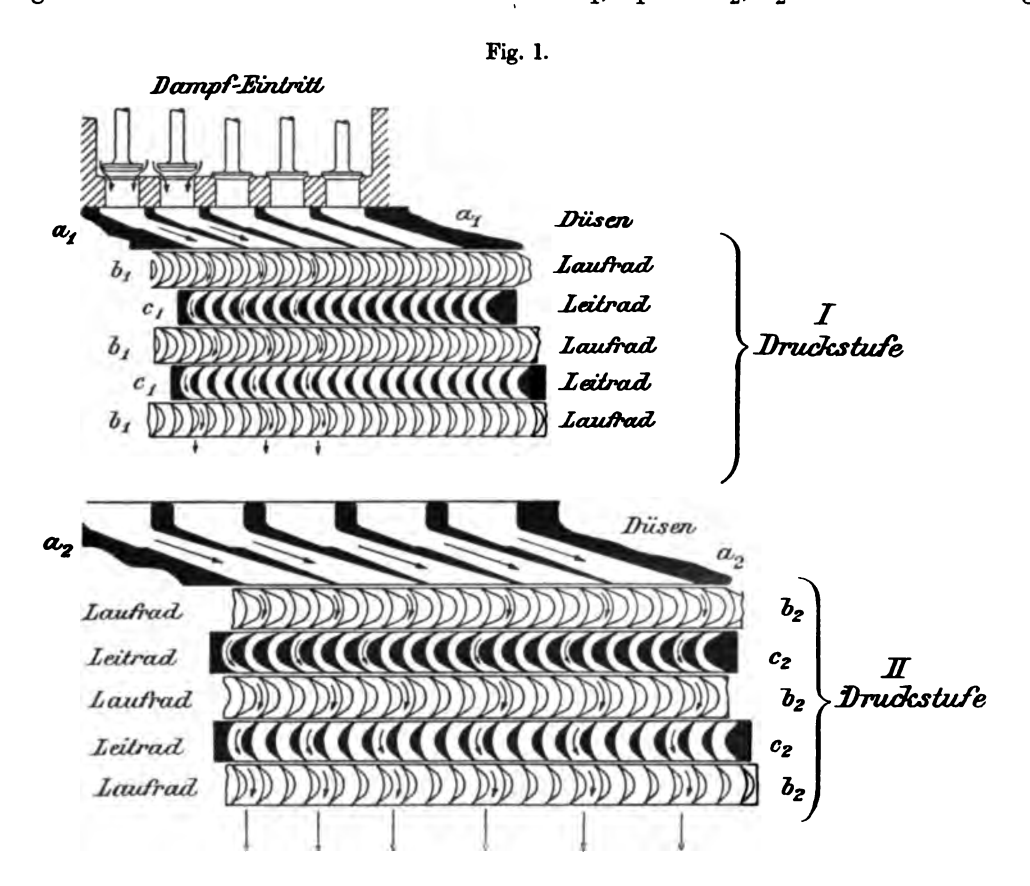
Die Unterteilung in Druckstufen bringt den Vorteil mit sich, daß nicht das gesamte bedeutende Gefälle, das durch den Dampfdruck vorgestellt wird, auf einmal und im ganzen in Geschwindigkeit umgesetzt wird, sondern nur derjenige Bruchteil, der dem Dampfüberdruck der vorhergehenden über die nachfolgende Stufe entspricht. Wir erhalten somit infolge des kleineren Druckgefälles auch kleinere Dampfaustrittsgeschwindigkeiten aus den Expansionsdüsen und damit auch geringere Radumfangsgeschwindigkeiten, also niedrigere Umlaufzahlen.

Diese durch Druckabstufung erzeugten, verhältnismäßig geringen, d. h. im Vergleich zum ganzen verfügbaren Gefälle kleinen Umfangsgeschwindigkeiten lassen sich aber noch weiter herabziehen, wenn man in jeder der Druckstufen die Geschwindigkeit des strömenden Dampfes nicht mittels eines einzigen Rades ausnützt, sondern mit Hilfe von mehreren hintereinander geschalteten Rädern, die nun stufenweise die lebendige Kraft dem Dampf derart entziehen, daß das nachfolgende Laufrad die von seinem Vorgänger nicht ausgenützte Dampfgeschwindigkeit aufnimmt und weiter verarbeitet. Die Geschwindigkeitsentziehung innerhalb einer Druckstufe wiederholt sich von Laufrad zu Laufrad so oft, bis der Dampf

nur noch einen Rest von Geschwindigkeit besitzt, mit dem er alsdann in die Düsen der nachfolgenden Druckstufe eintritt. Die Expansion in den Düsen der letzteren erhöht jedoch wiederum die Geschwindigkeit des Dampfes, und deren Ausnützung fällt eben den Laufrädern der anschließenden Druckstufe zu. So entstehen bei der Übertragung der Strömungsenergie des Dampfes an die Turbinenräder einer Druckstufe durch Teilung der Geschwindigkeitsentziehung bestimmte Stufen: die Geschwindigkeitsstufen.

Fig. 1 gibt von der soeben geschilderten Arbeitsweise des Dampfes in der Curtis-Turbine ein grundsätzliches Bild. Die beiden Düsensätze a_1, a_1 und a_2, a_2 lassen die zweistufige

Fig. 1.

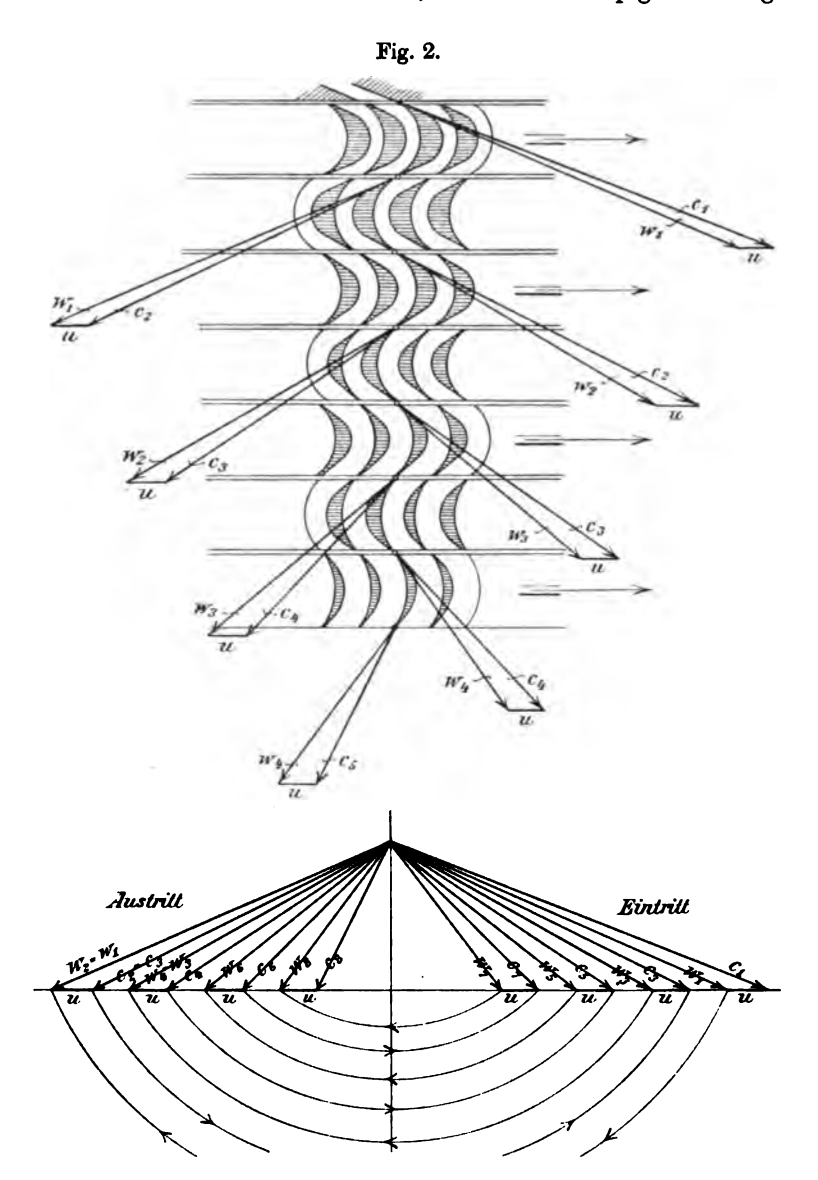


Druckturbine erkennen. Die in jeder Druckstufe vorhandenen drei Laufräder b_1, b_1, b_1 bezw. b_2, b_2, b_2 zeigen die Anzahl der Geschwindigkeitsstufen an. Für die Expansion des Dampfes, d. h. für die Erzeugung der Geschwindigkeit oder Strömungsenergie sorgen die beiden Düsengruppen a_1, a_1 und a_2, a_2, während die feststehenden Leitschaufelgruppen c_1, c_1 und c_2, c_2 lediglich als Umleitvorrichtungen wirken, mit dem Zweck, den aus dem vorhergehenden Laufrad mit gewisser Geschwindigkeit austretenden Dampf dem nächsten Laufrad in der richtigen Weise wieder zuzuführen. Die Figur zeigt auch die Zunahme der Kanalquerschnitte und Schaufelwinkel, die durch die abnehmende Dampfgeschwindigkeit bedingt ist.

Fig. 2 läßt den Vorgang der stufenweisen Geschwindigkeitsentziehung innerhalb einer Druckstufe an Hand einiger einfachen Geschwindigkeitsdreiecke noch deutlicher erkennen. Mit der Geschwindigkeit c_1 tritt der Dampf aus der Düse. Nach stoßfreiem Eintritt in das erste Laufrad bewegt er sich mit der Geschwindigkeit w_1 relativ an der Schaufel entlang. Sieht man von Reibungswiderständen ab, so verläßt der Dampf mit derselben Geschwindig-

keit w_1 die Laufschaufel und tritt mit der bereits kleiner gewordenen absoluten Geschwindigkeit c_2 aus dem ersten Laufrad aus und in die Umleitschaufeln ein, die mit der unveränderlichen Geschwindigkeit c_2 durchströmt werden. Der geschilderte Vorgang spielt sich sodann wiederum im zweiten Laufrad ab, in dem die Dampfgeschwindigkeit beim Aus-

Fig. 2.



tritt bereits auf den Wert c_3 gesunken ist, und so wiederholt sich derselbe Vorgang in den folgenden Leit- und Laufrädern der Druckstufe.

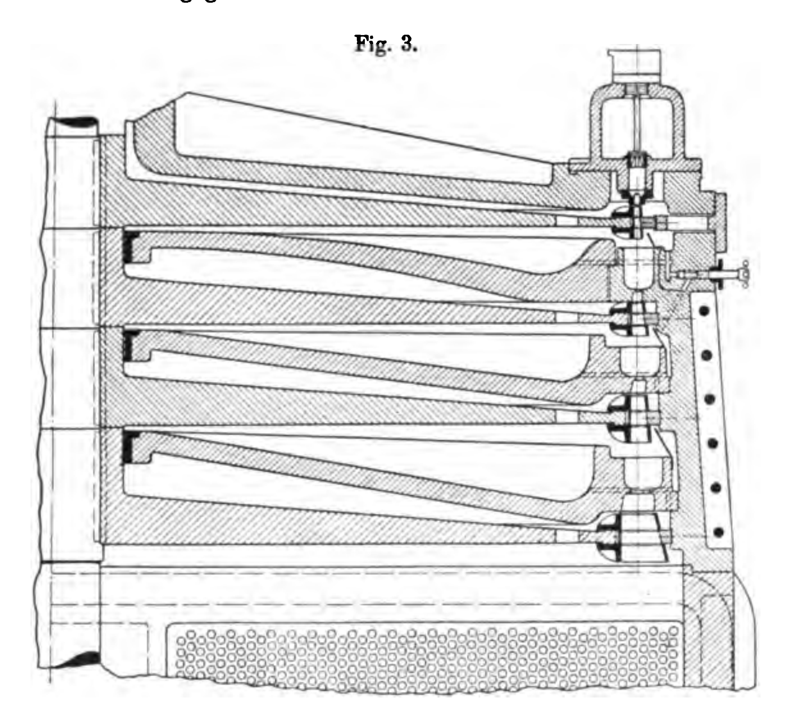
Die konstruktive Ausführung der an den Fig. 1 und 2 entwickelten Gedanken gibt Fig. 3 wieder [1]). Wir erkennen vier Druckstufen mit je zwei Geschwindigkeitsstufen. Die letzteren sind in diesem Fall auf e i n e m Laufrad vereinigt. Die vier Scheibenräder laufen, dampfdicht voneinander getrennt, in einzelnen Kammern. Sie sind keinem Überdruck aus-

---

[1]) Gutermuth Z. 1904 S. 1557 und Gentsch, Dampfturbinen S. 354.

gesetzt, da auf beiden Seiten eines jeden Rades derselbe Druck herrscht. Dagegen haben die Scheidewände der einzelnen Kammern je den Überdruck einer Druckstufe über die nächste auszuhalten. Die Umleitschaufeln sind je zwischen den beiden Kränzen der Laufradscheiben zu erkennen; ebenso die Dampfdüsen in den Trennungswänden der Kammern. Die Erweiterung der Schaufelräume in radialer Richtung erweist sich wegen der Geschwindigkeitsabnahme als notwendig, die einmal infolge der Arbeitsabgabe an die Laufräder eintritt, sodann aber auch wegen der in den Schaufelkanälen auftretenden Dampfreibung stattfindet. Beide Umstände erweisen sich als so erheblich, daß ihnen nicht allein durch Annahme größerer Austrittswinkel begegnet werden kann. Der Oberflächenkondensator ist unmittel-

Fig. 3.



bar im Anschluß an das Turbinengehäuse in der kastenförmig ausgebildeten Grundplatte untergebracht. Die kleinen Bohrungen für die Entwässerung der wagrechten Abschlußdeckel der Druckstufen nach dem Kondensator sind ebenfalls zu erkennen.

Bauart.

Für die Turbinen größerer Leistung hat die General Electric Company die Bauart mit senkrechter Welle durchgebildet, Fig. 4 und 5. Diese bringt vor allem den Vorteil mit sich, daß die Ansprüche der Turbine an Grundriß außerordentlich gering werden; damit vermindern sich auch die Grunderwerbungs- und Gebäudekosten einer Turbinenanlage ganz erheblich. Auch werden die Schwierigkeiten vermieden, die sich bei horizontaler Lagerung aus Unregelmäßigkeiten in der Längenänderung von Welle und Turbinengehäuse infolge von Temperatureinflüssen bei fester Verschraubung mit der Grundplatte ergeben. Gehäuse und Welle können hier ungehindert in die Höhe wachsen. Ferner besitzt die senkrechte Welle nicht die nachteilige Neigung der wagrechten, sich unter starker Belastung durch schwere Turbinenräder durchzubiegen.

Über dem Turbinengehäuse sitzt, durch eine kräftige Laterne verbunden, der Strom-

erzeuger. Auf dem obersten Ende der Welle ist der Regler angebracht, der auf die Einströmdüsen wirkt. Im vorliegenden Fall erkennen wir in Fig. 5 [1]) zwei Laufräder der Turbine, d. h. zwei Druckstufen mit je vier Geschwindigkeitsstufen. Die Welle besteht aus einem Stück, und es werden die Laufräder durch Keile und Muttern auf ihr festgehalten. Die

Fig. 4.



Figuren zeigen ferner das Dampfzuleitungsrohr und seine Verzweigungen nach den drei Düsengruppen, sowie die Anordnung der Steuerventile oberhalb der Düsen und die Anschlüsse für die elektrischen Kabel.

Das Fußlager am unteren Ende der Welle nimmt das Gewicht der sich drehenden Teile der Turbine auf; außerdem ist noch ein Halslager im oberen Deckel der Laterne und ein

[1]) Transactions of the American Society of Mechanical Engineers 1904, S. 1045.

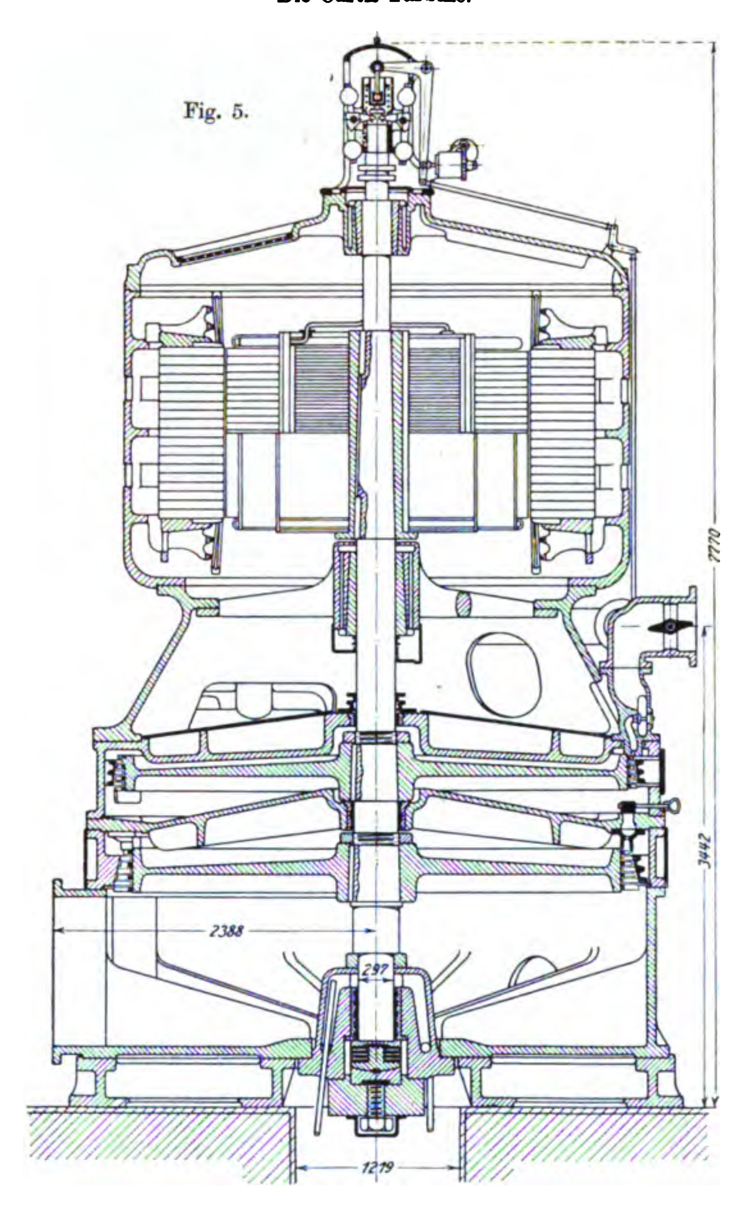
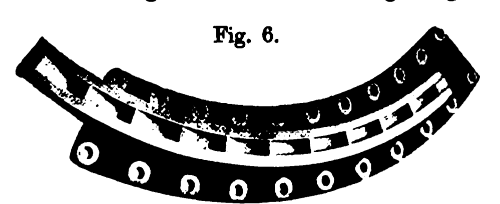


Fig. 5.

Endlager dicht unterhalb des Reglers im Abschlußdeckel des Generatorgehäuses vorhanden. Durch Treppen und Umgänge ist die Turbine überall zugänglich gemacht.

Die Düsen.

Die Ansicht eines Düsensatzes von zehn Stück Düsen, und zwar von der unteren, dem Laufrad zugewandten Seite, zeigt Fig. 6. Das Material der Düsen ist gegossene Bronze.


Fig. 6.

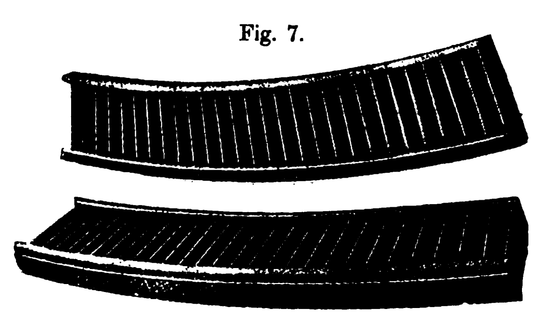
Die Flanschen mit den Schraubenlöchern dienen dazu, die Düsengruppe gegen die untere Fläche des Einlaßventilkastens zu schrauben, s. Fig. 3. Die aus der Flansche nach unten hervortretenden Wölbungen deuten auf die anschließenden zylindrischen Ventilsitze hin. Die Düsen sind

durch die Einlaßventile einzeln absperrbar, s. Fig. 1 und 3. Dadurch kann man, im Gegensatz zur Regulierung durch Drosselung, die Leistung der Turbine verändern, ohne daß sich das Expansionsverhältnis des Dampfes in der Turbine ändert.

Die Leitschaufeln.

Die Umleitschaufeln sind in Gruppen, entsprechend der Anzahl der Düsensätze, angeordnet. In den ersten Druckstufen erstrecken sich die Gruppen etwa auf dieselbe Länge des Laufradumfanges wie die Einströmungsdüsen, Fig. 1. In den späteren Druckstufen dagegen dehnen sich die Düsen und damit auch die Leitapparate über den ganzen Laufradumfang aus. Der Grund hiefür ist in dem durch die Expansion vergrößerten Dampfvolumen zu suchen, das größere Durchgangsquerschnitte in den Leit- und Laufrädern erfordert. Die Leitschaufeln bestehen aus Kreissegmenten, Fig. 7, die von außen mit der Gehäusewand verschraubt werden. Demgemäß können sie auch im Bedarfsfall einzeln ausgewechselt werden. Das Material ist Bronze oder Gußeisen.

Fig. 7.



Die Laufräder

sind volle Stahlscheiben mit Nabe und Kranz, Fig. 8. Die Herstellung der Laufradschaufeln geschieht in zweierlei Weise: bei kleineren Laufrädern werden die Schaufeln aus dem vollen Kranz, der in diesem Falle entsprechend kräftig ausgebildet ist, mit Hilfe von Spezialmaschinen von der äußeren Mantelfläche des Kranzes aus herausgeschnitten, Fig. 9 und 10[1]), D. R.-P. 148 633[2]); bei größeren Laufrädern bestehen die Schaufeln aus Segmenten, Fig. 8 und 11, die mit den Scheiben der Laufräder verschraubt werden. Das Material ist in diesem Fall gegossene Bronze. Auch diese Schaufeln werden auf besonderen Werkzeugmaschinen geschnitten. In beiden Fällen bleiben bei der Bearbeitung der Schaufeln an ihrem äußeren Ende zapfenartige Ansätze stehen. Die Begrenzung des Schaufelraumes nach außen wird in beiden Fällen durch ein Band gebildet, das um den Schaufelkranz

Fig. 8.

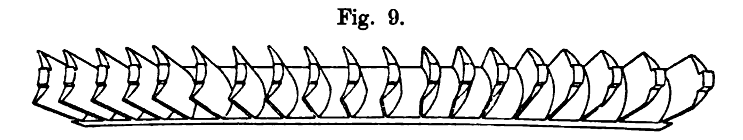


[1]) Aus A. Musil, Bau der Dampfturbinen.

[2]) Beschreibung und Darstellung einer solchen Arbeitsmaschine auf Grund der Patentschrift findet sich in Gentsch S. 268 und in der Zeitschrift „Die Turbine" 1904 S. 22 u. f.

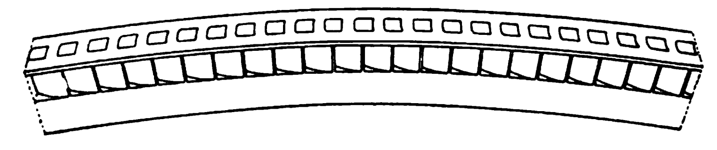
gelegt und durch Umnieten der erwähnten Zapfenansätze befestigt wird. Die Fig. 8, 10 und 11 lassen diese Vernietung deutlich erkennen; Fig. 11 zeigt an dem oberen Segment den ringförmigen Ansatz, der unter die entsprechende Eindrehung im Radkörper eingreift, um eine sichere Verbindung des Segmentes mit dem Rad zu bewerkstelligen, s. auch Fig. 3.

Fig. 9.



Besteht der Schaufelkranz aus Segmenten, so lassen sich zwei Geschwindigkeitsstufen in konstruktiv einfacher Weise auf einem Laufrad vereinigen, indem man die Schaufelsegmente zu beiden Seiten der Radscheibe anschraubt, Fig. 3 und 8. Die in den Fig. 8 und 11 ersichtlichen Rippen und vorstehenden Köpfe der Befestigungsschrauben werden indes einen

Fig. 10.



ungünstig großen Reibungswiderstand des Laufrades hervorrufen. Tragen die Laufräder nur einen Schaufelkranz, so vereinigt man die Geschwindigkeitsstufen einer Druckstufe, indem man unter Einschaltung von Paßstücken mehrere Radscheiben mit Hilfe von Schrauben verbindet, die durch Nabe und Kranz gezogen werden. Fig. 8 läßt die hiefür

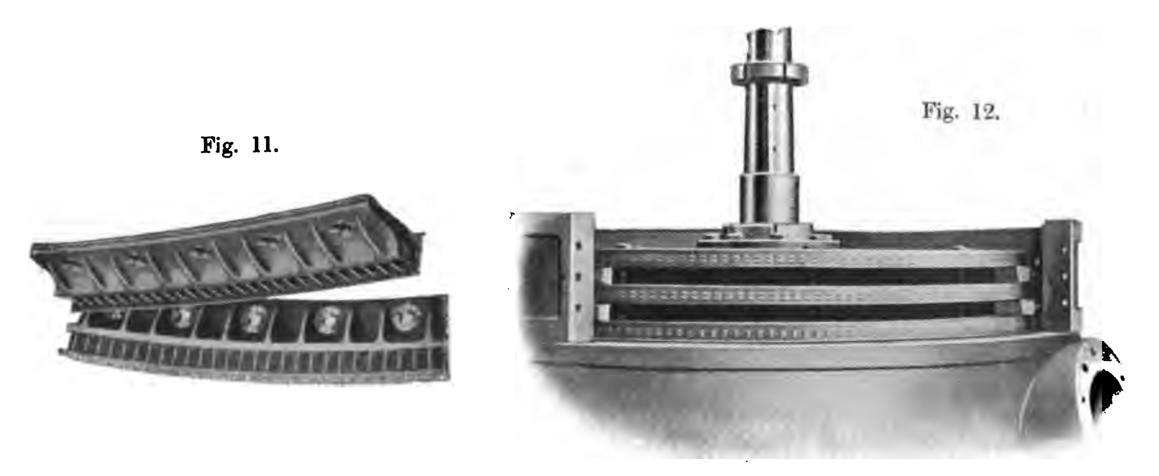


Fig. 11.

Fig. 12.

vorgesehenen Löcher in der Nähe von Nabe und Kranz erkennen. Eine solche Vereinigung von drei Radscheiben zeigt Fig. 12. Man erkennt die Verschraubung an Nabe und Kranz, die Umnietung der Schaufelenden im äußeren Kranz des Laufrades und endlich die Umleitschaufeln zwischen den Laufradkränzen. Auch ersieht man die Teilung des Turbinengehäuses in 4 Kreissegmente und die für deren Verschraubung vorgesehenen Flanschen. Fig. 12 stellt einen Satz Laufräder für eine Druckstufe einer 500 KW-Turbine dar; der Durchmesser beträgt 1370 mm; $n = 1800$/Min., daher $u = 129$ m/sec. Umfangsgeschwindigkeit. Fig. 8 gibt das Laufrad einer 2000 KW-Turbine wieder.

Das Fußlager.

Eine der wichtigsten Einzelheiten der Turbine in Bezug auf ihre Betriebsicherheit ist das Fußlager. Es trägt das Gewicht der sämtlichen sich drehenden Massen der Turbine und hat außerdem die Aufgabe, die genannten Teile in der richtigen Lage zu den feststehenden zu erhalten. Fig. 13 [1]) zeigt einen Längsschnitt durch das Spurlager, Fig. 14 eine Ansicht seines oberen Teiles mit der Stopfbüchse. Die aufeinander gleitenden Teile sind zwei gußeiserne kreisrunde Platten, Fig. 15, die in ihrer Stirnfläche mit einer vertieften Eindrehung versehen sind. Eine achsiale Bohrung in der unteren, den Druck aufnehmenden Fläche dient für den Eintritt des Schmiermaterials. Wir haben es also mit einem ringförmigen Spurzapfen zu tun. Die Befestigung der oberen Platte am Wellenende erfolgt mittels zweier Stifte, Fig. 15, und einer Quernut mit Feder. Die untere Spurplatte ist durch die in die kräftige Deckplatte eingeschraubten Führungsstifte an der Drehung verhindert, die jedoch

Fig. 13.

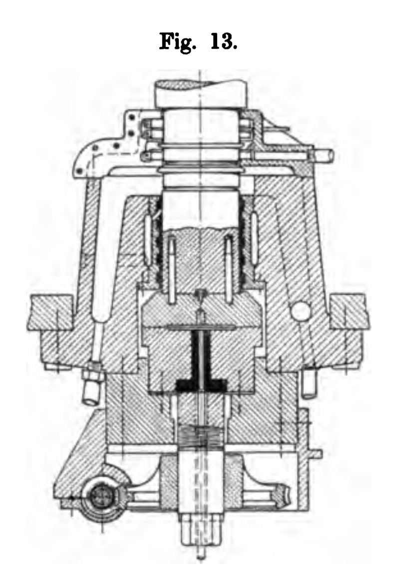


Fig. 14.



bei einer Verstellung des Zapfens eine achsiale Verschiebung der Platte ermöglichen. Das Einstellen der senkrechten Welle zum Zweck des genauen Einhaltens der Zwischenräume zwischen den Leit- und Laufradschaufeln erfolgt mit Hilfe eines Wurmgetriebes außerhalb des Lagers, dessen Drehung eine Längsverschiebung der Stellspindel in ihrem Muttergewinde zur Folge hat. Das Gewicht der rotierenden Teile stützt sich demnach in letzter Linie auf die Gewindegänge der Schraubenspindel ab. Das Fußlager ist durch Aussparungen im Fundament zugänglich; bei kleineren Ausführungen kann es durch Einsteigöffnungen im Mantel des unteren Teiles der Vakuumkammer erreicht werden.

Es erscheint vielleicht auf den ersten Anblick etwas bedenklich, die Betriebssicherheit der ganzen Turbine von dem richtigen Arbeiten eines einzigen Lagers und seiner Schmierung abhängig zu machen. Der letzteren ist daher auch, neben sorgfältiger Durchbildung der ganzen Lagerkonstruktion, die größte Sorgfalt gewidmet. Durch die zentrale Bohrung in der Schraubenspindel und der unteren Spurplatte wird das Schmiermittel in die Ausdrehung der Platten und zwischen deren ringförmige Laufflächen gepreßt und zwar mit so hohem Druck, daß das ganze Gewicht der Welle samt den Laufrädern gewissermaßen

[1]) Nach Transactions, S. 1047; s. a. C. Feldmann, Z. 1904, S. 1484.

auf einer Flüssigkeitsschicht schwimmt. Der Druck beträgt bei der 500 KW-Turbine 12 Atm., bei der 5000 KW-Turbine 64 Atm. Der Ölverbrauch wird zu 2,25 bezw. 18 l/min. angegeben. Das aus dem Ringspalt austretende Öl schmiert sodann das dicht über dem Fußlager sich anschließende Halslager, aus dem es austritt, um in einen das Halslager mantelförmig umgebenden Raum zu gelangen, aus dem es wieder abgezogen wird. Das Halslager muß nach oben gegen die Vakuumkammer der Turbine abgedichtet werden, um die Ölfreiheit des Kondensates sicherzustellen und das gleichzeitige Eindringen von Luft in den Kondensator zu verhüten. Hiezu dient eine Stopfbüchse mit geteilten Packungsringen, Fig. 13. Zwischen den Ringen der Stopfbüchse wird eine geringe Dampfspannung gehalten, damit ein Übertreten von Öl in die Vakuumkammer mit Sicherheit vermieden wird. Die Stopfbüchse selbst ist nach Fig. 13 und 14 ebenfalls zweiteilig; sie ist auf den Gehäusemantel des Lagers aufgeschraubt. Ein von der Hauptölleitung abzweigendes Rohr schmiert die beiden oberen Lager. Man erkennt die Ähnlichkeit dieser Fußlagerkonstruktion mit der bei den Wasserturbinen angewandten, wenn auch nicht übersehen werden darf, daß die Lager der Dampfturbinen höhere Anforderungen befriedigen müssen.

Fig. 15.





Die sämtlichen großen Dampfturbinensysteme sind notwendigerweise auf Druckschmierung angewiesen und ihre Betriebsicherheit hängt von der Zuverlässigkeit ab, mit der die Schmiervorrichtungen dauernd zu arbeiten vermögen. Nach den Erfahrungen, die man in der großen Kraftzentrale in Chicago mit den 5000 KW-Turbinen machte, erwiesen sich die Störungen, die durch Versagen der Schmierung eintraten, als unbedeutend. Die Gleitflächen der Spurplatten schliffen sich wohl etwas ab, doch arbeitete die Welle anstandslos weiter, nachdem der Öldruck zwischen den Lagerflächen wiederhergestellt war. Auch können die beiden Platten rasch und ohne große Kosten ausgewechselt werden. In einem solchen Falle wird dann das Gewicht der Turbine von einem über dem Fußlager sitzenden Tragring aufgefangen.

Bei einigen der neuesten Ausführungen wird zur Schmierung des Fußlagers nur Druckwasser benützt werden, was den Vorteil mit sich bringt, daß eine Packung in der Stopfbüchse nicht notwendig wird. Das austretende Wasser fließt unmittelbar in den Kondensator ab. Die untere Lagerplatte besteht alsdann aus Pockholz.

Nach den angeführten Erfahrungen, geschöpft aus dem dauernden Betrieb der größten bis jetzt ausgeführten Turbinen mit stehender Welle, sind die Bedenken gegen das Fußlager bei sorgfältiger Wartung und guter konstruktiver Ausführung als hinfällig zu betrachten. Kennzeichnend für die maßgebenden Gedanken beim Übergang von der wagrechten zur senkrechten Bauart, der sich namentlich unter dem Einfluß von W. L. R. Emmet vollzog, sind dessen Worte in seinem Vortrag in Chicago gelegentlich der Versammlung der American Society of Mechanical Engineers im Jahr 1904: „Our policy in adopting the vertical design and putting our dependence in the step-bearing was to put all our eggs in one basket and watch the basket. We have now discovered that very little watching is necessary“[1]).

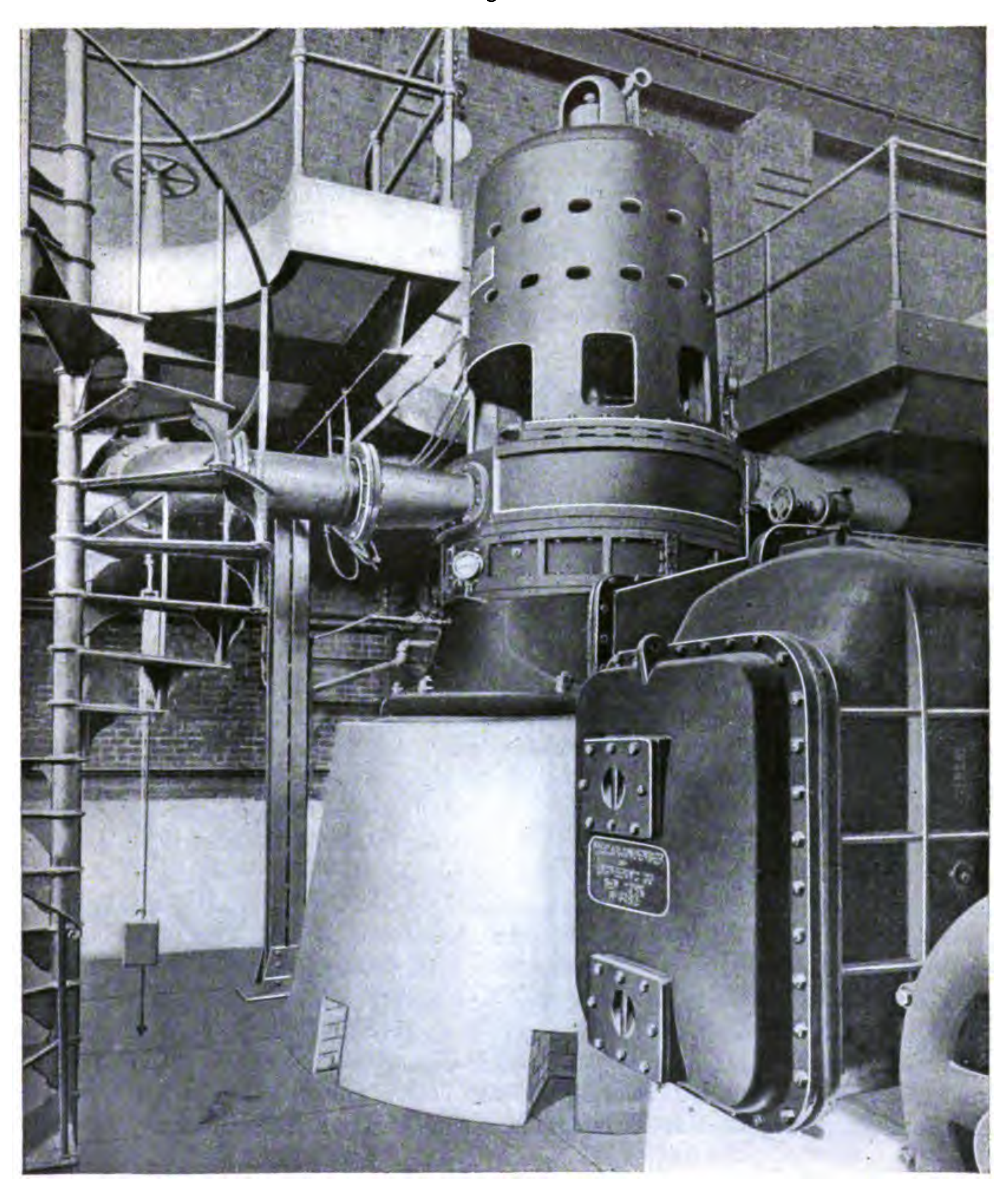
---

[1]) Transactions S. 1048.

Der Kondensator.

Auch der Kondensator fügt sich bei der stehenden Bauart, ähnlich wie der Stromerzeuger, in zwangloser und vorteilhafter Weise in den gesamten Maschinenaufbau ein. Während

Fig. 16.



er bei den kleinen Ausführungen getrennt von der Turbine als Oberflächenkondensator aufgestellt ist, wird bei den großen Einheiten die hohe gußeiserne Grundplatte zu einem solchen ausgebildet. Fig. 3 deutet diese Ausführung an.

Auch für die in St. Louis ausgestellte 2000 KW-Turbine[1]) war diese zweckmäßige und raumsparende Anordnung gewählt worden, die Grundplatte als Kondensator auszunützen; ebenso für die Neuanlage des großen Krafthauses in Boston (s. u. Fig. 27). Die Höhe des ganzen Maschinensatzes fällt dann allerdings recht beträchtlich aus. Die Außenmaße des Kondensators für die 5000 KW-Turbine sind in runden Zahlen 5 m Länge, 3 m Breite und 1,5 m Höhe[2]).

Fig. 16 zeigt die Aufstellung einer 500 KW-Turbine in Newport R. I. mit getrenntem Kondensator. Man erkennt das breite Überströmrohr aus dem Fuß der Turbine nach dem rechts vorne stehenden Kondensator, dessen ebene Wandflächen durch Rippen versteift sind. Die Leitung, die nach links von der Turbine abzweigt, ist die Auspuffleitung.

Die sämtlichen Turbinen sind auch für Auspuffbetriebe eingerichtet, und so entworfen, daß sie auch in diesem Falle noch die volle Leistung zu liefern vermögen. Dies läßt sich ermöglichen, indem man die erforderliche Anzahl der Düsen für den Auspuffbetrieb berechnet. Die Düsenzahl ist dann allerdings für den normalen Betrieb reichlich bemessen, die Turbine hätte jedoch in ihrer Kondensation den Vorteil einer beträchtlichen Kraftreserve. Im Falle von Kondensation werden die Düsen der zweiten Druckstufe ganz abgeschlossen, s. Fig. 5.

Die Regulierung.

Die Regulierung der Turbine erfolgt durch Öffnen bezw. Schließen der Düsenquerschnitte der ersten Druckstufe mittels Ventilen, s. Fig. 1. Die Düsenventile sind entweder ganz geschlossen oder ganz geöffnet, nehmen also nicht etwa eine Mittelstellung ein. Es geschieht somit die Regulierung nicht durch Drosselung des Dampfes wie bei einer Anzahl von Dampfturbinensystemen, sondern durch Änderung der Menge des in die Turbine eintretenden Dampfes. Diese Art der Regulierung ist vorteilhafter als die andere, da durch sie die Gesamtexpansion des Dampfes, also auch seine Ausnützung, nicht geändert wird. Es stellt dann die Dampfmenge, die durch eine Düse tritt, einen bestimmten Bruchteil der Gesamtarbeit dar, die durch den Dampf an die Turbine übertragen wird, und es leuchtet ohne weiteres ein, daß man durch Zu- oder Abschalten von Düsenventilen die Leistung der Turbine verändern kann.

Die Düsenventile werden durch kleine Dampfkolben gehoben und gesenkt, die ihrerseits wiederum durch kleine Steuerventile betätigt werden. Die Steuerventile werden entweder elektromagnetisch oder mechanisch von seiten des Fliehkraftreglers und seines Gestänges in Tätigkeit gesetzt. Die Fig. 17, 18 und 19 geben eine Zusammenstellung des Fliehkraftreglers, eines Steuerventils und eines Düsenventils. Die Reguliervorrichtung wirkt in der nachstehend beschriebenen Weise: Steigt infolge einer Entlastung der Turbine deren Geschwindigkeit, so fliegen die unteren Schwungmassen des Reglers, Fig. 17, nach außen und das dargestellte Gestänge wird nach unten verschoben, wodurch der Hebel an der Steuerventilwelle bei a, Fig. 18, im Sinn des Pfeils gedreht wird. Infolgedessen wird die Rolle des Steuerventils vom Daumen der unrunden Scheibe herabgleiten, wodurch die Federspannung unterhalb des Ventilhebels soweit vermindert wird, daß das kleine Steuerventil sich unter dem Druck des von unten wirkenden Frischdampfes hebt und der obere Ventilsitz abgeschlossen wird. Nunmehr ist eine Verbindung hergestellt zwischen der Frischdampfleitung und der Oberseite des Steuer-

[1]) Eine photographische Abbildung dieser Turbine findet sich in der „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen" Jahrgang 1904, Nummer vom 1. September.

[2]) Abbildungen eines solchen Oberflächenkondensators, aus denen allerdings nicht alle Einzelheiten mit Sicherheit zu ersehen sind, s. Transactions etc. S. 1050, Feldmann, Z. 1904 S. 1486; Stodola 3. Auflage. S. 281.



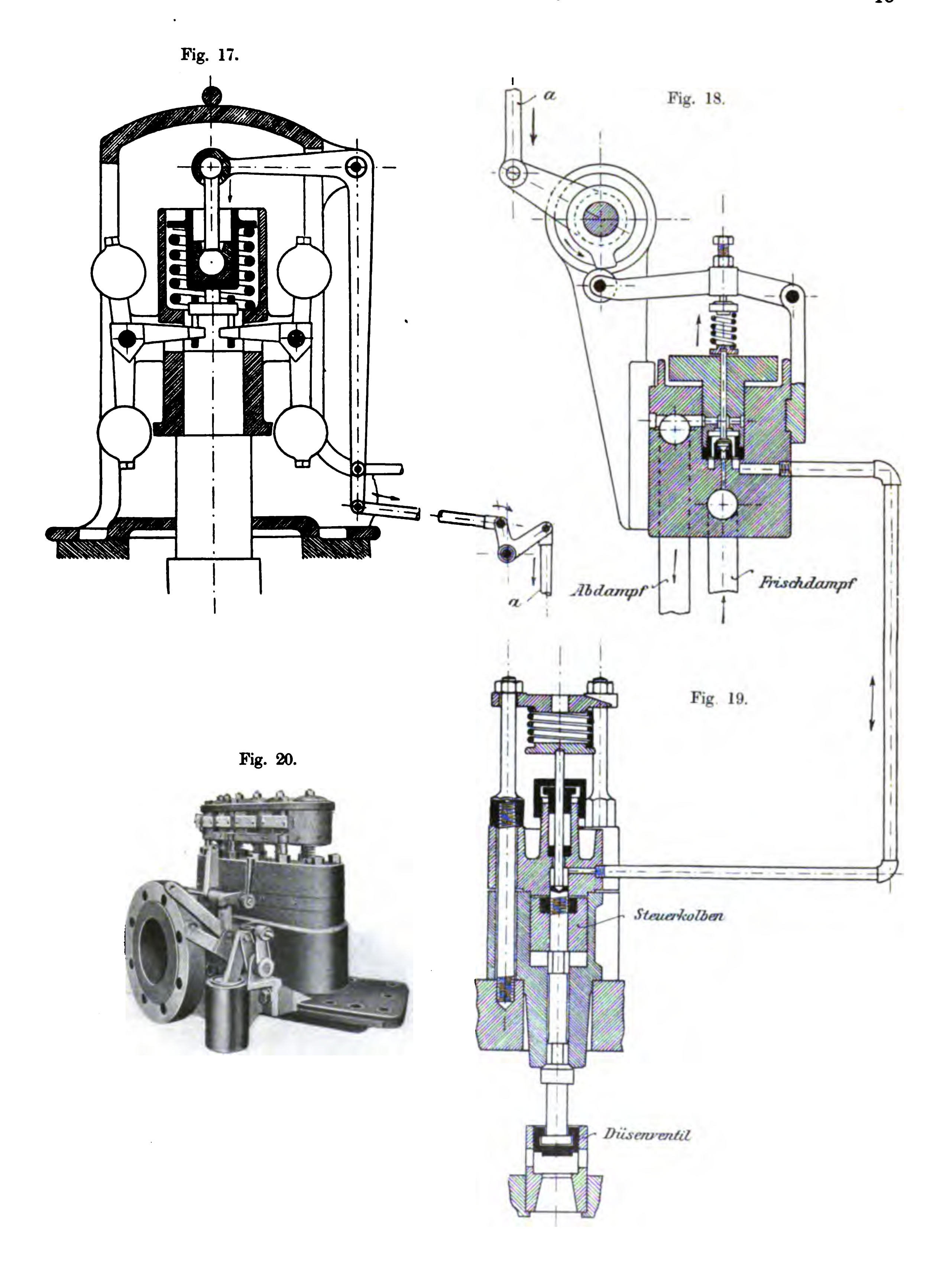


Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 19.

Fig. 20.

kolbens des Düsenventils, Fig. 19. Das letztere wird somit unter Wirkung des Feder- und Dampfdrucks nach unten bewegt und auf seinen Sitz oberhalb der Düse gepreßt. Hier bleibt

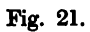
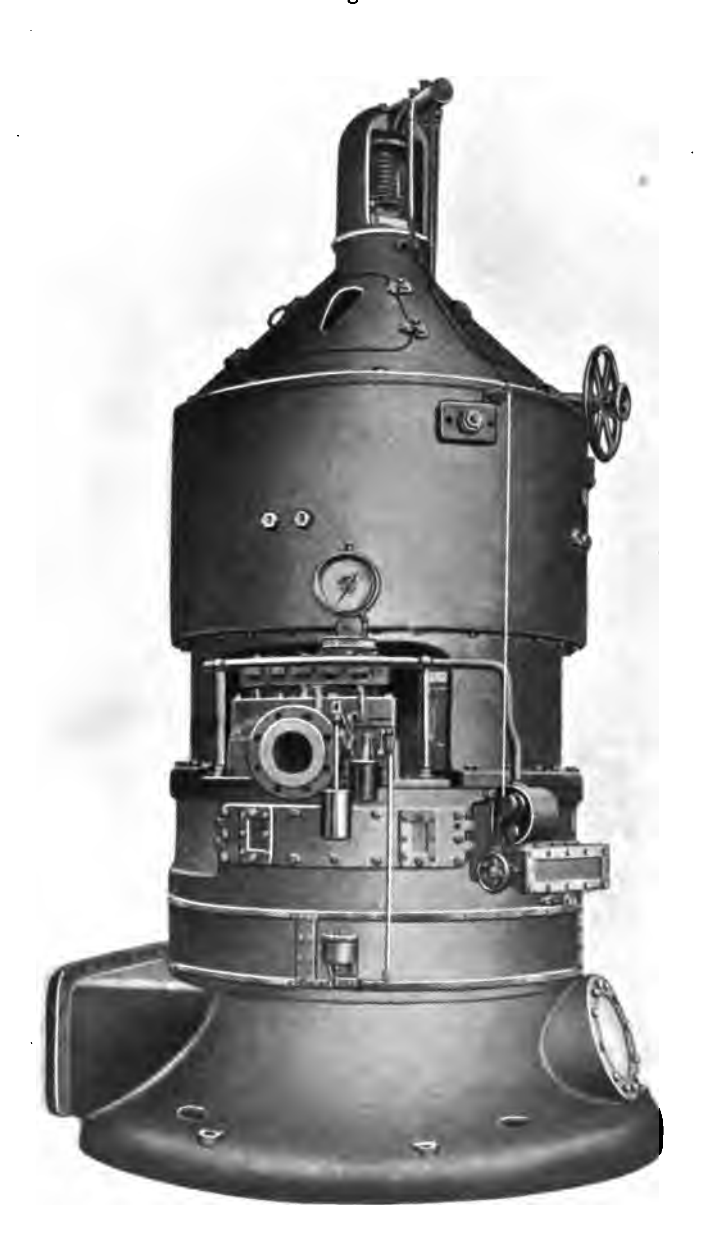


Fig. 21.

es auch, wenn entlang des sechskantigen Teiles der Ventilspindel nunmehr Dampfdruck unterhalb des Steuerkolbens auftritt, da ja der Federdruck von oben wirkt.

Soll die abgeschlossene Düse wieder geöffnet werden, so wird bei Geschwindigkeitsverminderung der Regler das Gestänge nach oben bewegen und damit wird der Daumen der Steuerventilwelle Rolle und Hebel des Steuerventils niederdrücken. Hiedurch wird die

Fig. 22.



Federspannung so vermehrt, daß das Steuerventil auf seine untere Sitzfläche, entgegen dem von unten wirkenden Druck des Frischdampfes, gepreßt wird. Die dadurch hergestellte Verbindung zwischen der Oberseite des Steuerkolbens und der Abdampfleitung bewirkt ein Überwiegen des Dampfdrucks auf den Steuerkolben von unten, so daß dieser unter

Überwindung des Federdrucks nach oben geht, wodurch das Düsenventil in seine obere Stellung gelangt.

Der Vorgang ist also kurz der, daß die Bewegung des Reglers das Steuerventil allmählich in Bewegung setzt und daß dieses das Düsenventil durch Dampfdruck ganz öffnet oder schließt.

Es leuchtet ein, daß man die Düsenventile auch elektromagnetisch bewegen kann. Hiezu bedarf es nur eines durch den Regler betätigten Schaltapparates, der eine Anzahl Magnet-

Fig. 22a.



kreise öffnet oder schließt, deren Zahl mit derjenigen der Düsenventile übereinstimmt. Die Anordnung derartiger elektrisch betätigter Düsenventile zeigen die Fig. 20, 21 und 22. Die Elektromagnete sitzen oben, und in dem Kasten unterhalb derselben befinden sich die Düsenventile.

Die genannten Figuren lassen außerdem noch den Sicherheitsregler erkennen, der bei Überschreitung der höchstens zulässigen Umlaufzahl eine Drosselklappe (s. Fig. 5) in der Dampfzuleitung schließt und so den Dampf absperrt. Dies erfolgt, wenn die beiden in Fig. 20 und 21 sichtbaren Klinken von der Turbinenwelle aus mittels Gestänges selbsttätig ausgelöst werden. Alsdann dreht sich unter Einwirkung des Belastungsgewichtes die Achse der Drosselklappe und die letztere wird geschlossen. Gleichzeitig öffnet dieselbe Bewegung ein weiter unten am Turbinengehäuse sitzendes Lufteinlaßventil, Fig. 21 und 22, so daß die Luftleere zerstört und damit der Widerstand der in der Vakuumkammer umlaufenden Turbinenräder der zweiten Druckstufe vermehrt wird. Die Raschheit des Zuschlagens der Drosselklappe wird durch einen Luftpuffer gedämpft, Fig. 20, 21 und 22.

Fig. 22 a zeigt den oben auf dem Generator sitzenden Regler, der beim Anlassen oder Parallelschalten vom Schaltbrett aus mit Hilfe eines kleinen Elektromotors gesteuert werden kann.

Kleinere Ausführungen der Curtis-Turbine.

Für kleinere Einheiten, wie man sie für Erregerdynamos, Zugbeleuchtung oder elektrische Betriebe kleineren Umfanges benötigt, hat die General Electric Company die Bauart mit

Fig. 23.



wagrechter Welle für die Größen von 1 ½ bis 300 KW beibehalten. Turbine und Stromerzeuger sind unter Vermeidung von Räderübersetzungen unmittelbar gekuppelt und bilden einen in sich vollkommen geschlossenen Maschinensatz von sehr gedrängter Bauart. Die Fig. 23, 24 und 25 zeigen je eine solche Curtis-Turbine in Verbindung mit einem Gleichstromerzeuger von 1 ½ bezw. 15 bezw. 25 KW. Die Regelung dieser kleineren Maschinen geschieht ebenfalls selbsttätig.

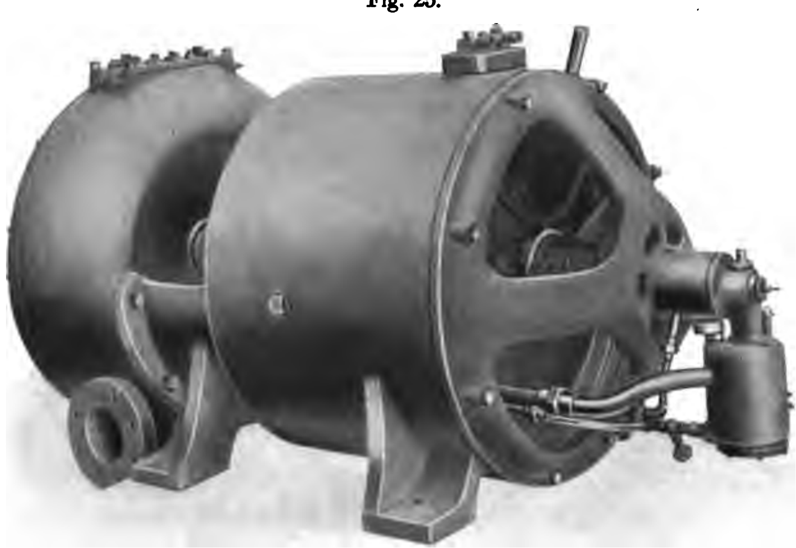
Fig. 24.



Dampfverbrauch.

Die nachstehenden Angaben über den Dampfverbrauch beziehen sich auf Abnahmeversuche, die in den ersten drei Monaten des Jahres 1904 in Newport Station R. I. an einer 500 KW-Turbine angestellt wurden, der ersten der in Betrieb gekommenen Dampfturbinen der General Electric Company. Die Turbine arbeitet mit zwei Druckstufen von je drei Geschwindigkeitsstufen. Der Stromerzeuger liefert bei 60 Wechseln 2300 Volt Spannung und wird für Beleuchtungs- und Bahnzwecke benutzt, wobei die letzteren den Hauptteil

Fig. 25.



der Belastung ausmachen. Bei voller Belastung brauchte die Turbine 9,00 kg trockenen Dampf für die KW/St., d. i. 1 v. H. weniger als die Garantie von 9,1 kg/KW/St. Bei halber Belastung betrug der Dampfverbrauch 9,7 kg/KW/St., d. i. nahezu 7 v. H. weniger als der garantierte Verbrauch von 10,4 kg/KW/St.

Einen kurzen Auszug aus Versuchen, die am 15. und 26. Januar 1904 im Betrieb angestellt worden sind, geben die nachstehenden Angaben[1]):

	15. Januar 1904.	26. Januar 1904.
Versuchsdauer	12 St.	15 St.
Gesamtkohlenverbrauch	6 137 kg.	4 633 kg
Dampffeuchtigkeit	3,1 v. H.	2,1 v. H.
Gesamtdampfverbrauch der Turbine	49 077 kg	39 422 kg
Stündlicher Dampfverbrauch der Turbine (Dampf feucht)	4 090 kg	2 628 kg
Stündlicher Verbrauch von trockenem Dampf	3 965 kg	2 548 kg
Gesamte Belastung im Durchschnitt	421,3 KW	253,2 KW
Dampfverbrauch für 1 KW/St. (Dampf trocken)	9,41 kg	10,2 kg
Kohlenverbrauch für 1 KW/St. (Kohle trocken)	1,21 kg	1,15 kg

Dabei betrug die Dampfspannung während der Versuche rd. 10,2 Atm. und die Luftleere 95%.

Emmet bemerkt hiezu, daß die besten Dampfmaschinen, die man zur Zeit für derartige Anlagen und Betriebe in Nordamerika benützt, mindestens 13,8 kg/KW/St. brauchen

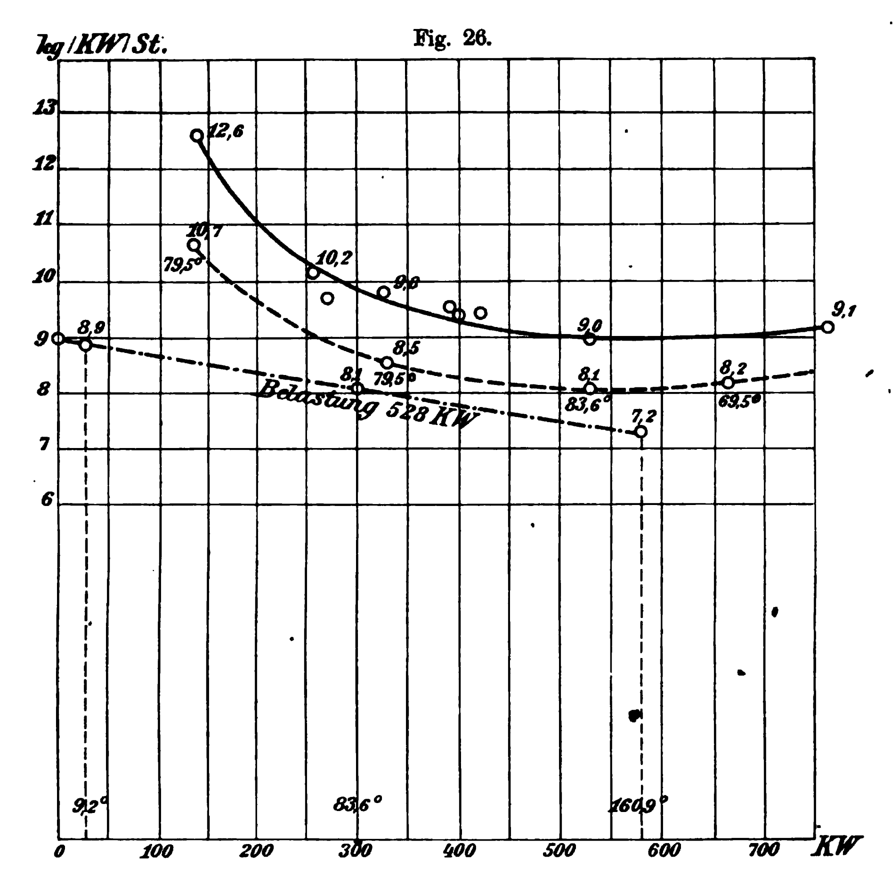
[1]) Test of Curtis Steam Turbine Generating Set at Newport, R. I. quoted from report of Geo. H. Barrus.



würden, und er bezeichnet daher den Verbrauch von 9,41 kg/KW/St. bei der genannten Belastung als ein sehr schönes Ergebnis.

Den Dampfverbrauch der Turbine bei verschiedenen Belastungen läßt Fig. 26 erkennen. Der Kurvenverlauf zeigt das allen Dampfturbinensystemen gemeinsame Bild der Abnahme des Dampfverbrauchs mit zunehmender Belastung. Es betrug der Dampfverbrauch bei 50% Überlastung 9,15 kg/KW/St. Bei ³/₄-Belastung 9,38 kg/KW/St. und bei ¹/₄-Belastung 12,6 kg/KW/St., d. h. es ändert sich der Dampfverbrauch innerhalb weiter Grenzen bei den größeren Leistungen verhältnismäßig wenig und steigt erst bei den kleinen Belastungen rascher

Fig. 26.



an. Bei der veränderlichen Betriebsbelastung der Kraftstation, die zwischen 333 und 114 KW schwankte und im Durchschnitt 253,2 KW betrug, belief sich der Verbrauch an trockenem Dampf auf 10,2 kg/KW/St. Sobald man die veränderliche Betriebsbelastung durch Zuschaltung von Widerstand auf eine konstante Belastung von im Durchschnitt 421,3 KW brachte, so brauchte die Turbine nur noch 9,41 kg/KW/St., wie oben in der Zahlentafel angegeben.

Den Einfluß der Überhitzung auf den Dampfverbrauch bei verschiedenen Belastungen zeigt die gestrichelte Kurve der Fig. 26. Dieser Einfluß erweist sich bei den kleineren Belastungen wirksamer, wie aus dem größeren Kurvenabstand dort hervorgeht. Die Überhitzung war dabei allerdings nicht überall dieselbe.

Den Einfluß der Höhe der Überhitzung auf den Dampfverbrauch bei nahezu unveränderlicher Belastung von im Durchschnitt 528 KW, also der vollen Belastung, zeigt Fig 26 ebenfalls. Es betrug der Dampfverbrauch bei einer Überhitzung von 83,6 ⁰ C. an der Drosselklappe und 97,3 ⁰ am Überhitzer 8,1 kg/KW/St., d. h. rd. 10 % weniger als bei

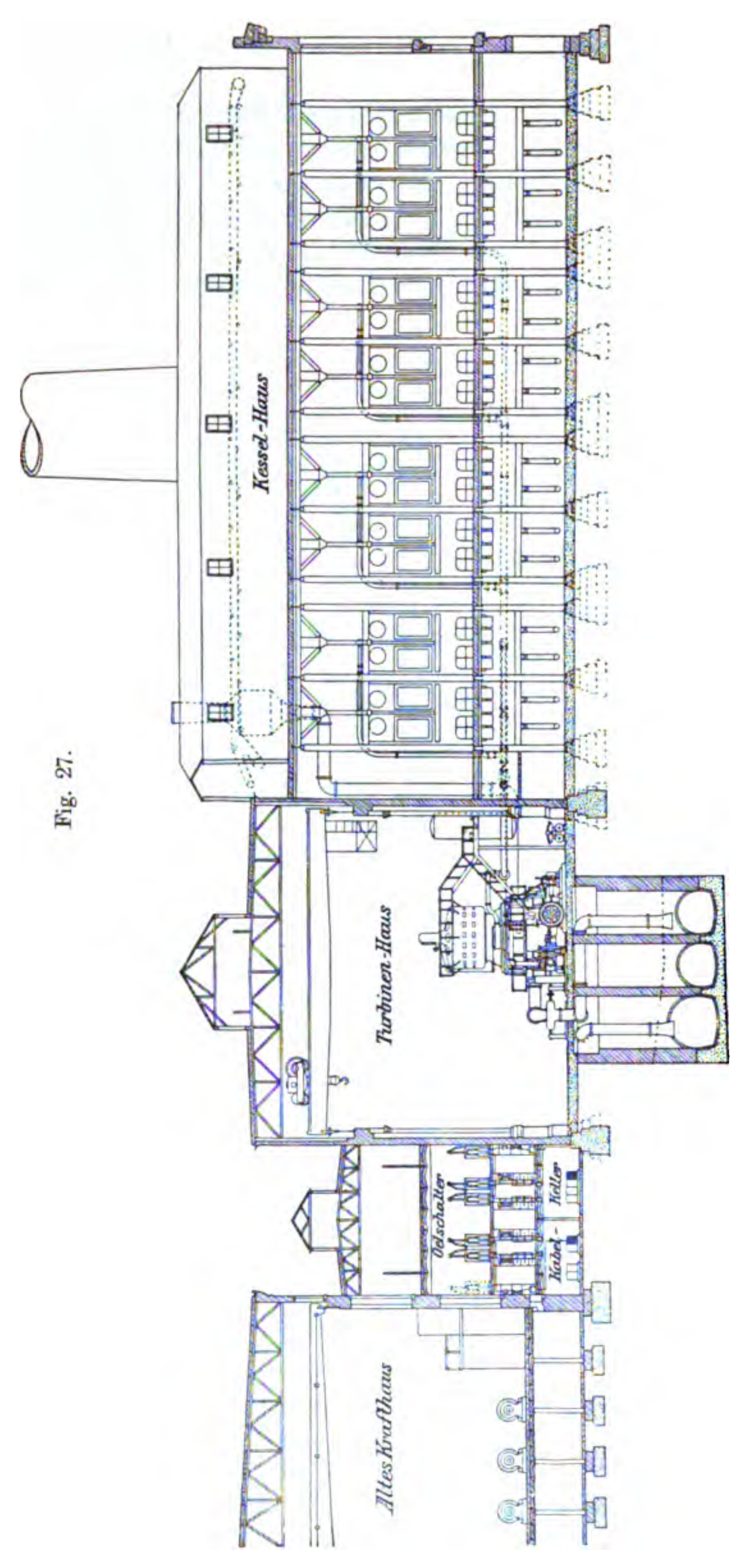


Fig. 27.

Betrieb mit gesättigtem Dampf, wo 9,00 kg/KW/St. gebraucht wurden. Bei Erhöhung der Überhitzung auf 160,9° C. an der Drosselklappe, entsprechend 185,8° C. am Überhitzer, belief sich der Dampfverbrauch bei Vollbelastung auf 7,2 kg/KW/St., d. h. rd. 20% weniger als bei Betrieb mit gesättigtem Dampf.

Hinsichtlich der übrigen Betriebsverhältnisse der Kraftstation sei darauf aufmerksam gemacht, daß das ölfreie Kondenswasser seit Inbetriebnahme der Anlage unmittelbar in die Kessel zurückgespeist wurde. Die Kessel waren stets in vollständig reinem Zustand, obgleich die natürlichen Wasserverhältnisse von Newport nicht günstig sind. Während der ganzen Zeit ist kein Öl in die Kessel gelangt. Da das Öl, wie bekannt, einen Kreislauf durchmacht, so kann es immer wieder von neuem verwendet werden. Vorteilhaft ist ferner, daß weder durch Packungen u. dergl. Luft in die Turbine eindringen, noch aus dem Speisewasser solche freiwerden kann, ein Umstand, der naturgemäß die Aufrechterhaltung einer guten Luftleere im Kondensator außerordentlich erleichtert.

Bei den angeführten Versuchsergebnissen ist nicht zu übersehen, daß es sich um die erste Turbine der General Electric Company handelt, die in Betrieb gekommen ist, so daß also noch günstigere Ergebnisse erwartet werden dürfen. Die Prüfung einer neueren Turbine von 2000 KW Leistung, 6600 Volt, 25 Wechseln und 750 Uml./min. lieferte nachstehende Ergebnisse.

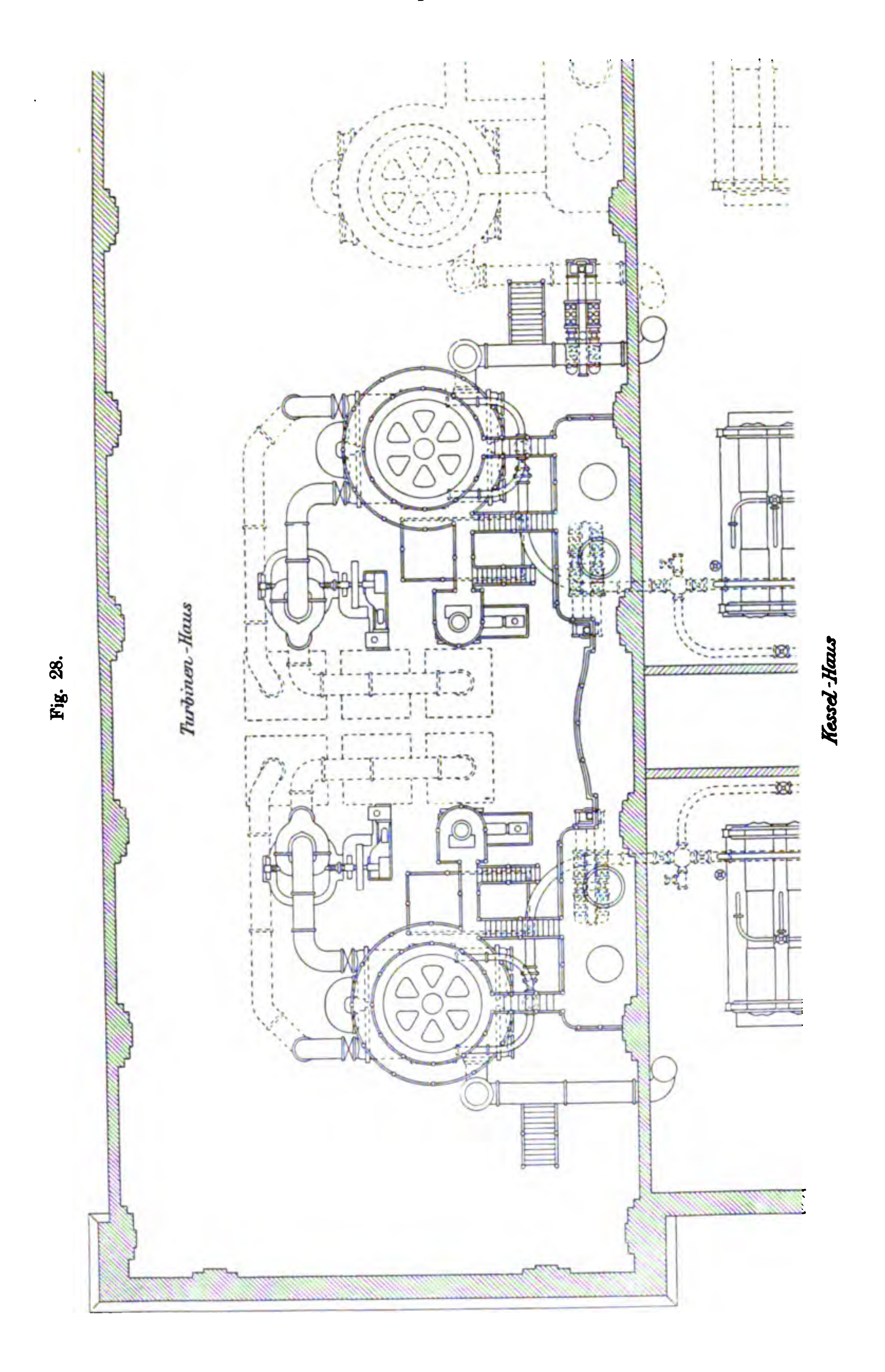


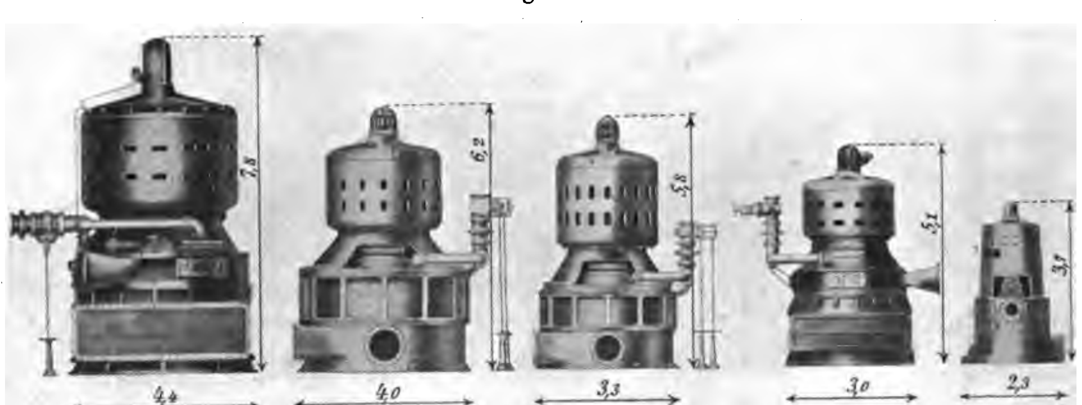
Fig. 28.

Versuchstag	12. März 1904.			11. März 1904.
Belastung in KW.	637	1000	2000	2270
Uml./min.	7,50	750	750	750
Dampfdruck kg/qcm.	10,6	11,3	10,8	7,0
Überhitzung °C.	120	135	135	139
Berichtigte Luftleere cm	71,5	73,5	73,0	71,3
Dampfverbrauch kg/KW/St.	9,13	7,49	6,95	7,35

Ausgeführte Anlagen.

Die größte bis jetzt bestehende, nur mit Curtis-Turbinen ausgerüstete Anlage ist das Krafthaus der Common Wealth Electric Company in Chicago in der Nähe des Illinois- und Michigankanales. Dort sind drei Curtis-Turbinen von je 5000 KW, 9000 Volt und 500 Umdrehungen/min. im Betrieb. Fig. 4 und 5 zeigen diese Turbinen. Für die Kondensation ist ein Alberger Kondensator aufgestellt. Das Kühlwasser liefern Zentrifugalpumpen. Die Dampfdüsen werden zur Regulierung auf die früher beschriebene Weise elektromagnetisch

Fig. 29.



betätigt. Einen sehr günstigen Eindruck macht die große Ruhe des Betriebes in der hellen und geräumigen Maschinenhalle. Den Dampf von 12,3 kg/qcm Anfangsspannung liefern Babcox- und Wilcoxkessel, die in Amerika vielfach verwendet werden. Die Kohle wird selbsttätig durch Transportbecher und Kette in große Behälter über die Feuerungen gebracht und fällt durch Schütttrichter auf die Kettenroste. Ebenso wird Asche und Schlacke selbsttätig abgeführt. Eine Erweiterung der Anlage auf 14 Turbinen gleicher Größe, wie die vorgenannten, also auf zusammen rd. 100000 PS, ist vorgesehen. Zu der großartigen und schönen Anlage gehören auch Wohlfahrtseinrichtungen für Maschinisten und Heizer, die in geräumigen und zweckmäßig eingerichteten Wasch- und Badeeinrichtungen, Lese- und Versammlungszimmer in gediegener Ausstattung bestehen.

Eine weitere bemerkenswerte Anlage ist das Krafthaus der Edison Electric Illuminating Company in Boston, die nach ihrem vollständigen Ausbau 12 Curtis-Turbinen von je 5000 KW Leistung, also zusammen 80 000 PS, erhalten wird. Zur Zeit sind erst 2 Turbinen von je 5000 KW aufgestellt, Fig. 27 und 28. Das Turbinenhaus ist 23 m breit und wird nach seinem vollständigen Ausbau 198 m lang sein; das Kesselhaus, 45 auf 195 m, wird mit 12 Gruppen von Kesseln ausgerüstet werden, von denen jede aus 8 Kesseln für je eine Turbine bestehen wird. Die Schaltvorrichtungen werden in einem besonderen Hause untergebracht werden. Aus dem Grundriß der Anlage, Fig. 28, ist die Aufstellung der beiden ersten Maschinensätze ersichtlich. Man erkennt die Dampfzuleitung aus dem Kesselhaus

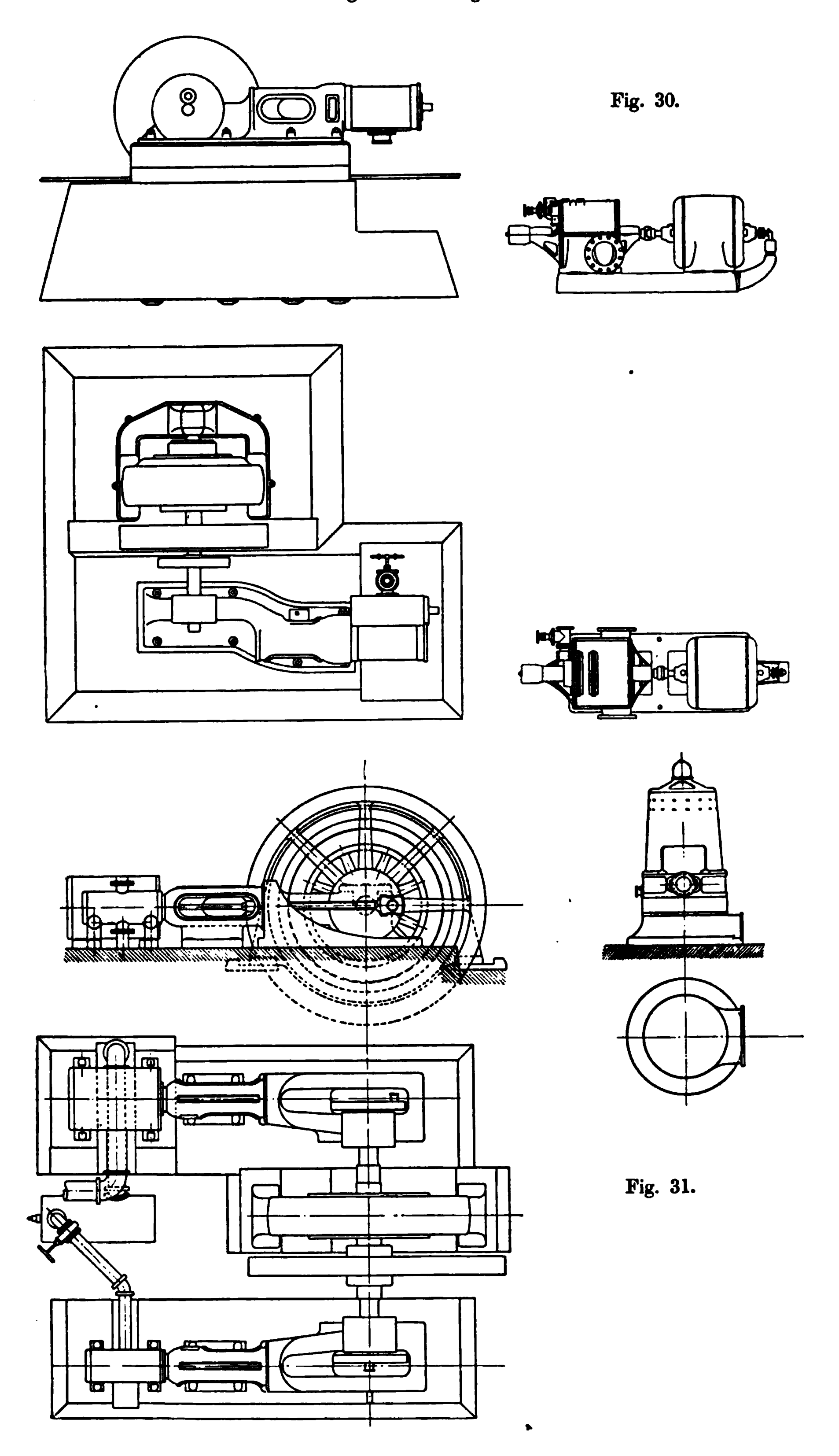


Fig. 30.

Fig. 31.

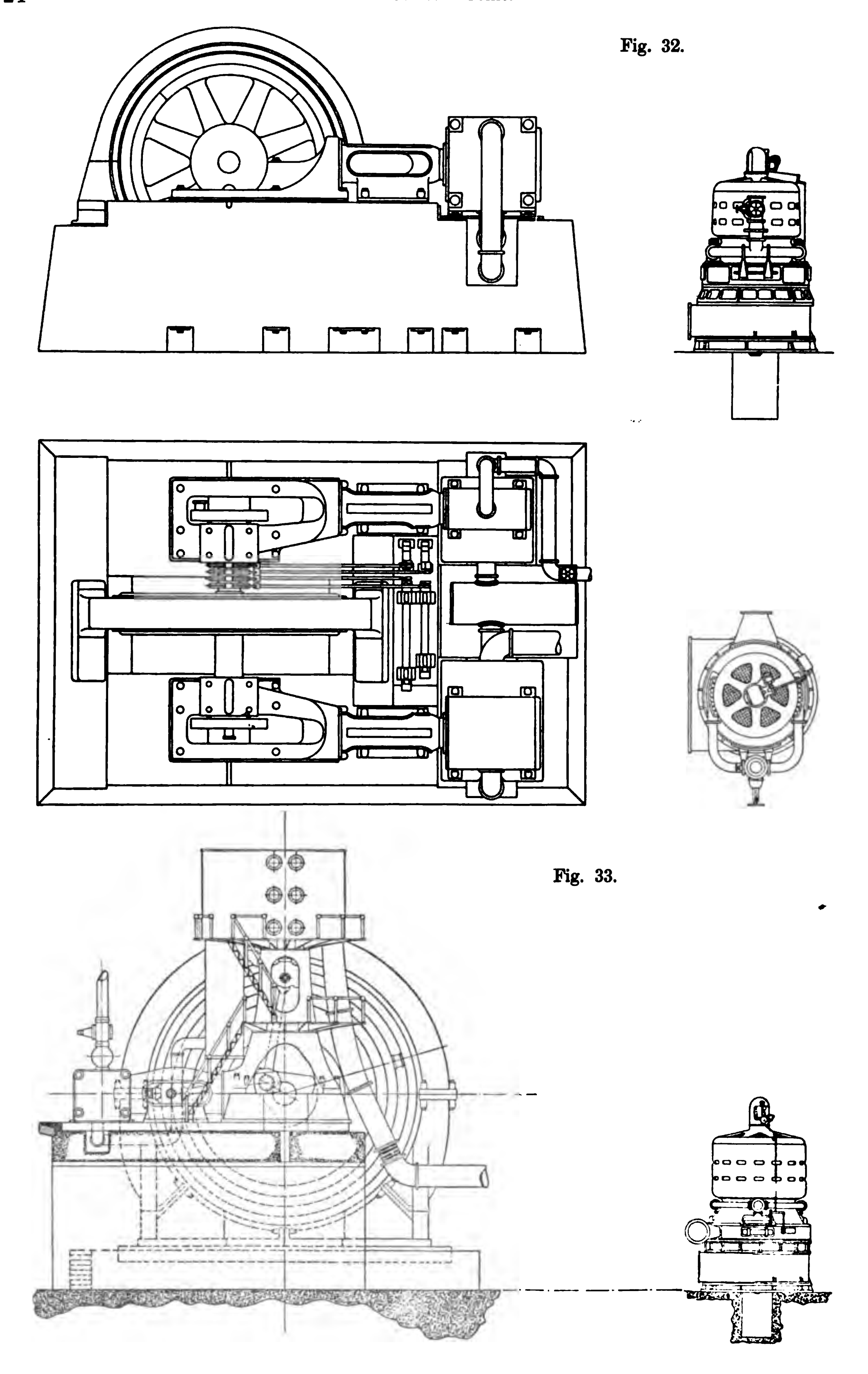


Fig. 32.

Fig. 33.

Fig. 34.

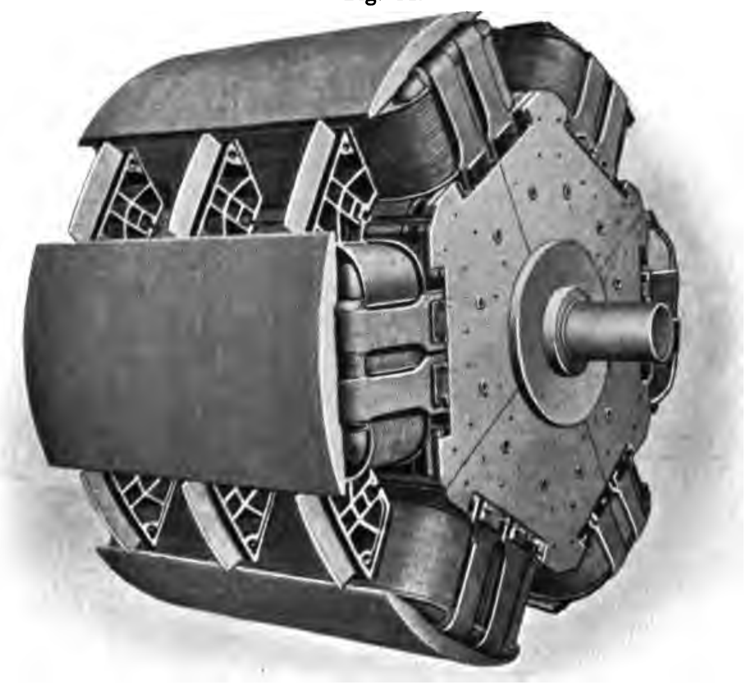


Fig. 35.



zu den Turbinen und ihre Verzweigung nach den Düsengruppen. Das Kühlwasser für den in der Grundplatte der Turbine untergebrachten Kondensator liefern Zentrifugalpumpen,

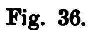


Fig. 36.

die durch Dampfmaschinen angetrieben werden. Auch die Luftpumpe erhält ihren Antrieb durch eine besondere Dampfmaschine. Für einen etwa notwendig werdenden Auspuffbetrieb sind Rohrleitungen vorgesehen, die über Dach ins Freie führen.

Raumbedarf.

Der geringe Raumbedarf der Curtis-Turbine, namentlich hinsichtlich des Grundrisses, ist bereits hervorgehoben worden. Über die Höhenverhältnisse der Turbinen gibt Fig. 29

Auskunft. Legt man für die 5000 KW-Turbine die angegebene Konstruktionshöhe von rd. 7,8 m zu Grunde, so ergeben sich die Zahlen:

für die Leistungen	5000	3000	2000	1500	500 KW
die Höhe	7,8	6,2	5,8	5,1	3,7 m
die Durchmesser der Grundplatte	4,4	4,0	3,3	3,0	2,3 m.

Diese Zahlen zeigen die außerordentlich geringen Anforderungen an Grundriß, die von der Bauart mit senkrechter Welle herrühren.

Dasselbe lassen auch die zum Vergleich nebeneinandergestellten Darstellungen amerikanischer Dampfmaschinen und Curtis-Turbinen erkennen. Fig. 30 zeigt eine 100 KW-Dampfmaschine und eine 100 KW-Curtis-Turbine wagrechter Bauart. In Fig. 31 ist eine 500 KW-Verbundmaschine und eine 500 KW-Curtis-Turbine in Vergleich gestellt, während in Fig. 32 eine 1500 KW-Corliß-Verbundmaschine und eine Curtis-Turbine derselben Leistung einander gegenüber gestellt sind. Die Fig. 33 gibt eine 5000 KW-Corlißmaschine in der Bauart als Zwillings-Verbundmaschine wieder, wie sie sich in Amerika für diese Leistung herausgebildet hat mit den wagrecht gelagerten Hochdruckzylindern und den senkrecht stehenden Niederdruckzylindern, vergl. auch die Fig. 104, S. 75. Die Curtis-Turbine gleicher Leistung erscheint sehr klein neben einem solchen Maschinenriesen. Eine Gegenüberstellung der Fundamente in den Figuren 30, 32 und 33 zeigt ebenfalls die Überlegenheit der Turbine, die auch hinsichtlich der Größe der Stromerzeuger in den letzten Figuren deutlich hervortritt. Sehr vorteilhaft erscheinen auch die geringen Ansprüche an das Fundament, das bei der Turbine nur gegenüber den Wirkungen der Gewichte kräftig genug sein muß, da die Massenwirkung der hin und her gehenden Teile der Kolbenmaschine fehlt.

Fig. 34 und 35 stellen Anker und feste Armatur eines Wechselstromgenerators dar.

Fig. 36 zeigt einen Blick in die Turbinenmontierung in Schenectady, New York.

Eine zweite, noch größere Halle, die im vergangenen Sommer ihrer Vollendung entgegenging, ist ebenfalls lediglich für den Turbinenbau bestimmt. Das Werk besitzt außerdem einen vollständigen Prüfraum, auf dem Turbinen bis zu 3000-KW Leistung unter Dampf geprüft werden können.

II.

Die Hamilton-Holzwarth-Turbine[1]).

Von den Dampfturbinen, die im Jahre 1904 auf der Weltausstellung in St. Louis zu sehen waren, verdient neben den bereits bekannten Bauarten nach de Laval, Parsons-Westinghouse und Curtis auch die Hamilton-Holzwarth-Turbine genannt zu werden.

Die Hamilton-Holzwarth-Dampfturbine, die von der Hooven, Owens, Rentschler Company in Hamilton, Ohio U. S. A., nach den Entwürfen von H. Holzwarth hergestellt wird, ist eine achsiale vielstufige Druckturbine mit voller Beaufschlagung. In letzterer Hinsicht unterscheidet sie sich somit grundsätzlich von der Rateau- und der Zoelly-Turbine, die teilweise beaufschlagt werden. Die feststehenden Leiträder sind demnach auf ihrem ganzen zylindrischen Umfang mit Leitschaufeln besetzt. Der Zahl der Druckstufen entspricht die Zahl der Einzelturbinen. Jedes Laufrad arbeitet in einer besonderen Kammer, die durch die beiden benachbarten Leitradscheiben gebildet wird. Da es sich um eine reine Druckturbine handelt, so findet, wie bekannt, Expansion und Geschwindigkeitsvermehrung des Dampfes nur in den Kanälen der Leiträder statt. Die Schaufellänge der Leiträder nimmt dabei in dem Maße zu, wie das Volumen des Dampfes bei seinem achsialen Durchströmen durch die Turbine infolge der Expansion größer wird. Ebenso werden die Schaufeln der Laufräder, entsprechend denen der zugehörigen Leiträder, mit zunehmender Ausdehnung des Dampfes in den späteren Druckstufen länger.

Ein Bild von der Arbeitsweise des Dampfes in der Turbine gibt Fig. 37, deren obere Hälfte in schematischer Weise einen Längsschnitt durch die Turbine und eine Ansicht der Leit- und Laufschaufeln darstellt. In der unteren Hälfte der Figur erkennt man die aufeinanderfolgenden Druckstufen, die der aus dem Kessel kommende Frischdampf der Reihe nach in den Einzelturbinen durchläuft. Den Spannungen der Druckstufen entsprechen gewisse Dampfgeschwindigkeiten, derart, daß mit abnehmender Spannung zunehmende Dampfgeschwindigkeit verbunden ist. Auf diese Weise wird in den Leitschaufeln, deren Wirkung mit derjenigen von Düsen zu vergleichen ist, die Spannungsenergie des Dampfes in Bewegungsenergie umgesetzt. Indem alsdann der Druck des strömenden Dampfes auf die Schaufeln des Laufrades wirkt, wird die Bewegungsenergie dem Dampfstrom zum größeren Teil in den Laufrädern entzogen, so daß er nur noch mit einem Rest von Geschwindigkeit in das nächste Leitrad übertritt. Hier erhöht sich jedoch diese Geschwindigkeit infolge der aufs neue stattfindenden Expansion wieder, und der Vorgang des Ansteigens der Dampfgeschwindigkeit

[1]) Erweiterung eines erstmals in der Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure vom 28. Januar 1905, S. 117 veröffentlichten Aufsatzes.



Fig. 37.

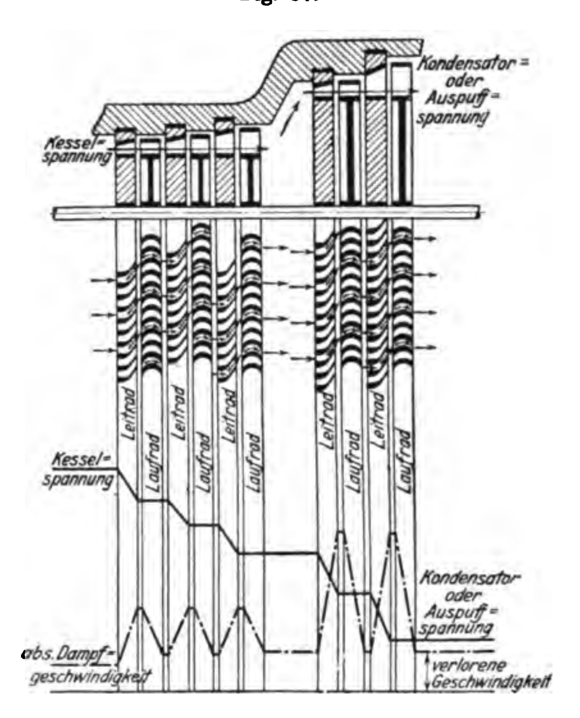



Fig. 38.

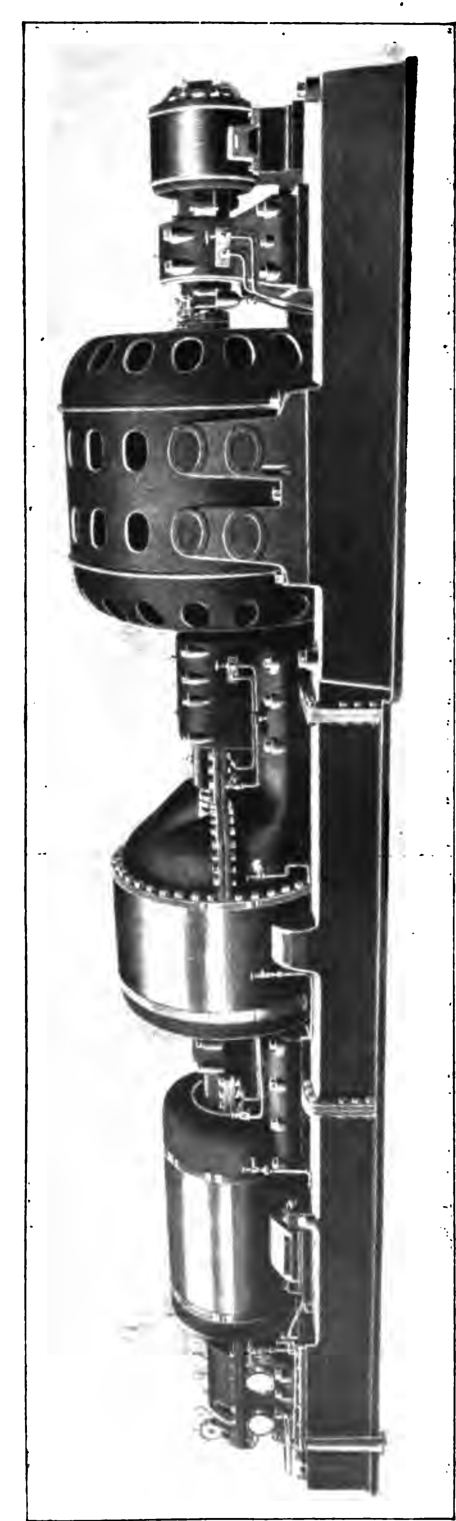
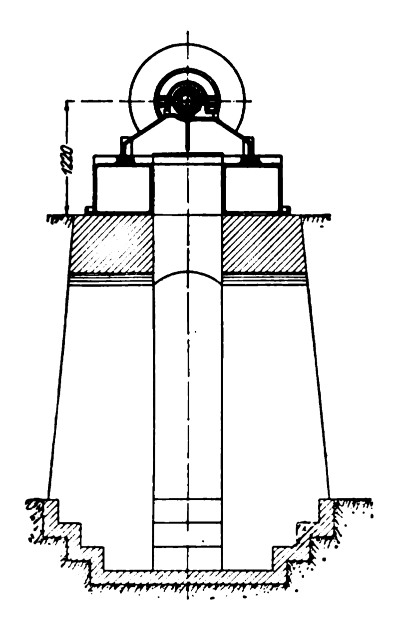


Fig. 40.



im Leitrad und der Übertragung derselben an das Laufrad wiederholt sich nun in den nachfolgenden Räderpaaren immer wieder. Da sich der Druck in den Laufrädern nicht ändert, so herrscht vor und hinter ihnen die gleiche Dampfspannung. Daher treten achsiale Kräfte in der Druckturbine nicht auf, und Entlastungskolben brauchen nicht angewendet zu werden.

Fig. 39 und 41.

Um die Zahl der Turbinenräder zu beschränken, sind die Druckstufen in der Niederdruckturbine höher gewählt worden. Entsprechend fallen dann auch die Dampfgeschwindigkeiten höher aus, Fig. 37. Schließlich tritt der Dampf mit einer gewissen Geschwindigkeit, die als unvermeidlicher Verlust in den Kauf zu nehmen ist, in den Kondensator über.

Die Fig. 38 bis 41 zeigen die in St. Louis ausgestellte Dampfturbine, unmittelbar gekup-

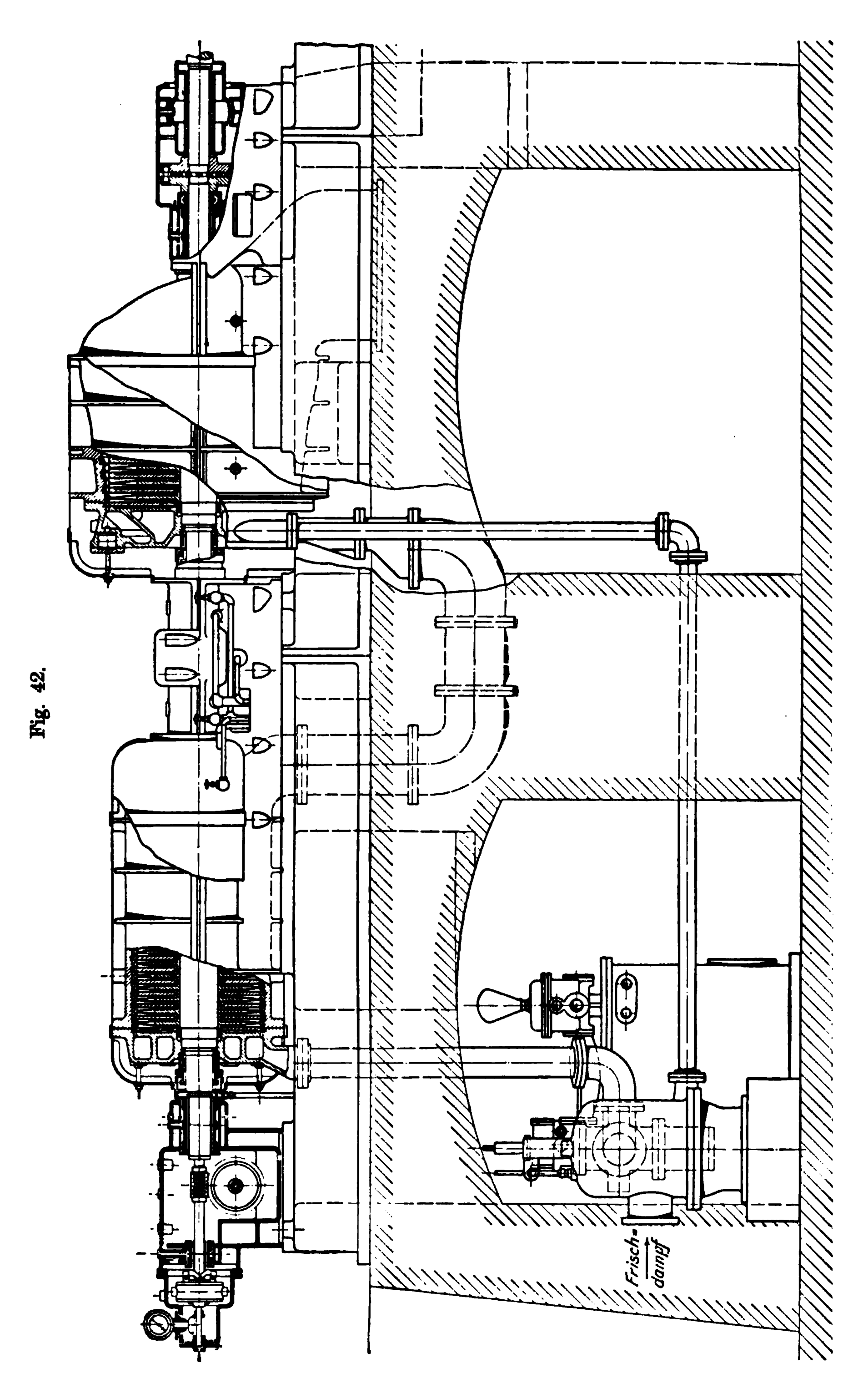
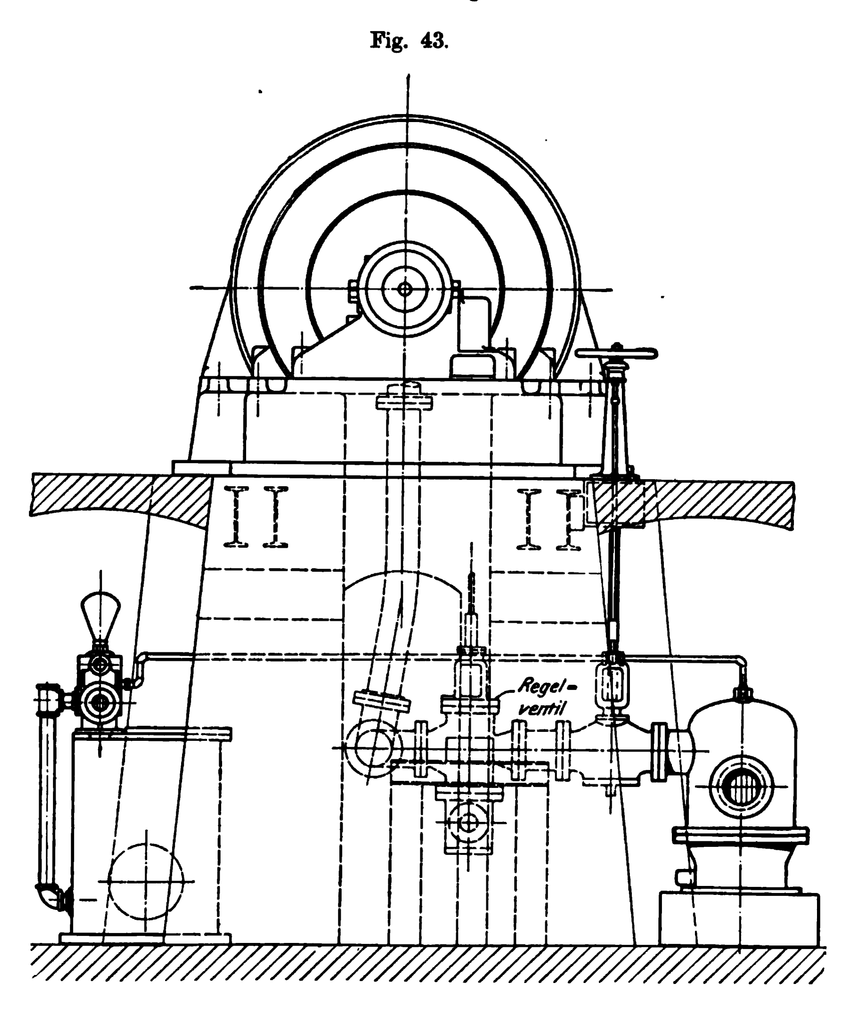


Fig. 42.

pelt mit einem dreiphasigen Wechselstromerzeuger von 1000 KW, 6600 Volt, 25 Wechseln und 1500 Uml./min. Sie lassen die Gehäuse der Hoch- und Niederdruckturbine, den Stromerzeuger und die Erregerdynamo erkennen. Zwischen den genannten Teilen sind in Fig. 38

die Lager mit ihren Ölleitungen und in Fig. 39 und 40 die Anschlußstellen für die letzteren zu sehen. Die Unterbringung der rotierenden Teile in zwei getrennten Gehäusen für die Hochdruck- und Niederdruckräder führt die Firma von 750 KW an durch. Kleinere Einheiten werden in einem einzigen Gehäuse untergebracht. Turbinengehäuse, Lagerfüße und der Stromerzeuger ruhen auf einer gemeinsamen kräftigen Grundplatte von kastenförmigem Querschnitt, so daß die unveränderte Höhenlage der genannten Teile sichergestellt ist. Die Grundplatte ist aus drei verschraubten Stücken gebildet.

Fig. 43.



Wie aus Fig. 42 und 43 zu ersehen ist, strömt der Frischdampf zuerst durch einen Wasserabscheider, der im Fundament aufgestellt ist. Ebendort befindet sich auch das Haupteinlaßventil, das mittels Handrades vom Maschinenhausflur betätigt werden kann, sowie das Regulierventil, das von dem am Hochdruckende der Turbine befindlichen Achsenregler, Fig. 42, eingestellt wird. Nachdem der Dampf die beiden genannten Ventile durchströmt hat, wird er einem ringförmigen Kanal im Deckel der Hochdruckturbine zugeführt. Aus diesem tritt er in das erste vollbeaufschlagte Leitrad ein und durchströmt die Räder der Hochdruckturbine. Vom letzten Laufrad dieser Turbine gelangt der Dampf durch ein Überleitrohr in den Deckel des Gehäuses der Niederdruckturbine, wo er in derselben Weise, wie zuvor in der Hochdruckturbine, durch die Schaufeln der Leiträder in die Zellen der voll beaufschlagten

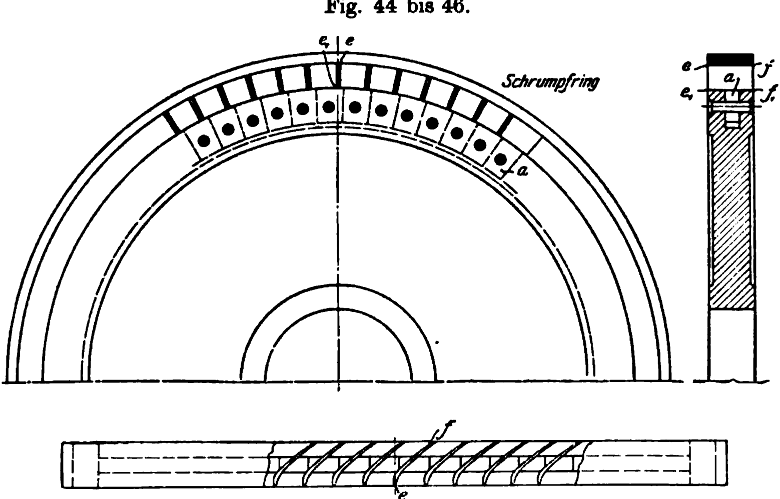
Laufräder geführt wird. An das letzte Laufrad der Niederdruckturbine schließt sich das weite Überströmrohr nach dem Kondensator an.

In den erwähnten Deckel der Niederdruckturbine mündet eine Zusatzdüse, Fig. 42, durch die unmittelbar Frischdampf in das Niederdruckgehäuse eintreten kann, wovon im Fall einer Überlastung der Turbine Gebrauch gemacht wird. Die Anordnung ist nach den Angaben der Firma derart getroffen, daß der neu hinzutretende Frischdampf keinen Rückdruck auf den von der Hochdruckturbine überströmenden Dampf ausübt; er wirkt im Gegenteil wie in einem Injektor, indem er den niedrig gespannten Dampf durch die ersten Leitschaufeln der Niederdruckturbine hindurchsaugt.

Die Leiträder.

Die gußeisernen, nicht geteilten Leitradscheiben, Fig. 44 bis 46, werden in die ringförmigen Eindrehungen der Turbinengehäuse dampfdicht eingesetzt, Fig. 42. Die Gehäuse der Turbinen,

Fig. 44 bis 46.



aus zähem Gußeisen gefertigt, sind, wie die vorhergehenden Figuren deutlich erkennen lassen, nach einer wagrechten Schnittebene geteilt, so daß die oberen Deckel abgenommen werden können. Zwischen Deckel und Gehäuse wird zur Abdichtung keine Packung gelegt, sondern nur feiner Graphit eingerieben. Da die Leiträder nicht geteilt sind, so werden beim Herausheben der Turbinenwelle aus ihren Lagern nicht bloß die Laufräder, sondern auch sämtliche Leiträder aus dem Unterteil des Gehäuses gehoben. In den Bohrungen der feststehenden Leitradscheiben drehen sich die Naben der Laufräder. Infolge des an dieser Stelle notwendigen Spielraumes, der zwar möglichst gering gehalten, aber niemals ganz vermieden werden kann, entstehen Dampfverluste, weil zu beiden Seiten der Leiträder verschieden hohe Spannungen herrschen. Da jedoch die Leiträder bis dicht an die Naben der Laufräder, d. h. bis nahe an die Turbinenwelle heranreichen, die Nabenbohrungen der Leiträder demnach keinen großen Durchmesser haben, so wird der Umfang des entstehenden ringförmigen Spaltes kurz, und damit halten sich auch die durch den Spalt hervorgerufenen Dampfverluste innerhalb annehmbarer Grenzen. Dies ist ein bekannter Vorteil der Druckturbinen gegenüber den Überdruckturbinen, bei denen die Spaltverluste sich außen an den langen Umfängen der Lauf- und Leiträder vollziehen, demzufolge sie bedeutend größer sein müssen.

Die Leitschaufeln bestehen aus geschmiedetem Stahlblech. Ihre Form wird mit Hilfe

eines Gesenkes genau den Forderungen des Geschwindigkeitsdiagrammes entsprechend hergestellt. Sie sitzen mit einem genau passenden Ansatz *a* in ringförmigen Nuten auf dem zylindrischen Mantel der Leitradscheiben. Die Schaufelansätze *a*, in der Seitenansicht kreissektorförmig, sind dicht aneinandergereiht und bilden so einen vollen Ring, der die Nut im Leitrad vollständig ausfüllt. In der Ringnut werden die Leitschaufeln mit Hilfe von Nieten festgehalten, die durch die Scheibenränder und die Ansätze *a* an den Schaufeln gezogen werden. Für das Einziehen der Niete sind besondere Einrichtungen getroffen, die rasches Arbeiten ermöglichen; s. u. bei den Laufrädern. Durch genaues Bearbeiten und Abdrehen der Schaufeln sichert man deren richtigen gegenseitigen Abstand sowie den Winkel, unter dem sie in den Scheibenrand eingesetzt werden müssen. Nachdem die Schaufeln in die Leitradscheiben eingesetzt sind, werden die letzteren selbst sowie die Schaufelkanten noch auf beiden Seiten abgeschliffen. Die Schaufeln erhalten so genau die erforderliche Form. Zum Schluß wird ein kräftiger Schrumpfring aus zähem Stahl auf den äußern Umfang der

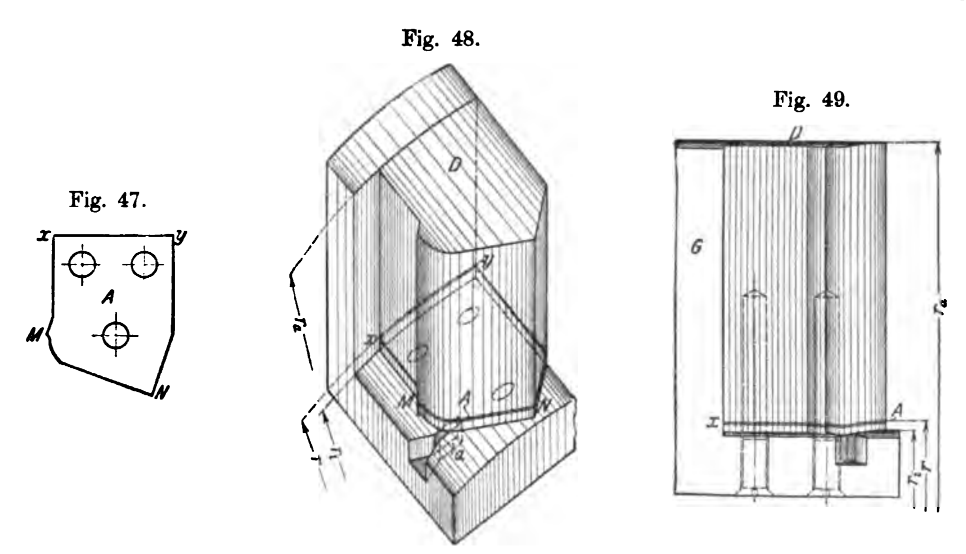


Fig. 47. Fig. 48. Fig. 49.

außen abgedrehten Leitschaufeln aufgezogen, so daß die Leitkanäle nach allen Seiten hin dicht abgeschlossen sind. Der Schrumpfring überträgt dabei den achsialen Dampfdruck, den das Leitrad auszuhalten hat, auf das Gehäuse. Das geschilderte Verfahren bei der Herstellung der Leiträder ermöglicht, Länge, Form und Abstand der Schaufeln genau einzuhalten, und gewährleistet eine zuverlässige Werkstattarbeit.

Im besonderen wird auf die Herstellung der genauen Schaufelform mit Recht großer Wert gelegt.

Bei Betrachtung der Schaufelform an Hand der Fig. 44 bis 46 ist nicht zu übersehen:

1. daß die begrenzenden Profilkurven $e\,f$ und $e_1\,f_1$ am äußeren und inneren Schaufelende doppelt gekrümmte Linien sind, die auf Kreiszylindern liegen;

2. daß die Eintritts- und Austrittskanten $e\,e_1$ und $f\,f_1$ wohl in parallelen Ebenen — den ebenen Stirnflächen der Leiträder — liegen, aber nicht selbst einander parallel sind. Sie schneiden beide die Turbinenachse und bilden daher, in Richtung der letzteren gesehen, Fig. 44, zwei in ihr sich schneidende Geraden; d. h. Eintritts- und Austrittskanten sind zwei windschiefe Geraden mit dem kürzesten Abstand gleich der Breite des Leitrades. Bei der Herstellung der richtigen Schaufelform müssen diese geometrischen Verhältnisse berücksichtigt werden.



Die Leitschaufeln werden durch Pressen von Stahlblech in einem gußeisernen Gesenk hergestellt. Dieses Gesenk wird nach Maßgabe der Fig. 47 bis 53 auf folgende Weise angefertigt:

Es wird zunächst eine Schablone A von der Form $x\,y\,NM$, Fig. 47, aus dünnem Stahlblech angefertigt. Die Linie MN entspricht dabei dem Schaufelprofil in einem gewissen Kreiszylinder des Leitrades. Man gibt der Schablone A die notwendige Kreiskrümmung, indem man sie auf ein nach diesem Halbmesser r gekrümmtes Holzmodell aufbringt, Fig. 48, 49 und 53. Hierbei ist die Kreislinie $x\,y$ konzentrisch zu der in Fig. 53 dargestellten Planscheibe einzu-

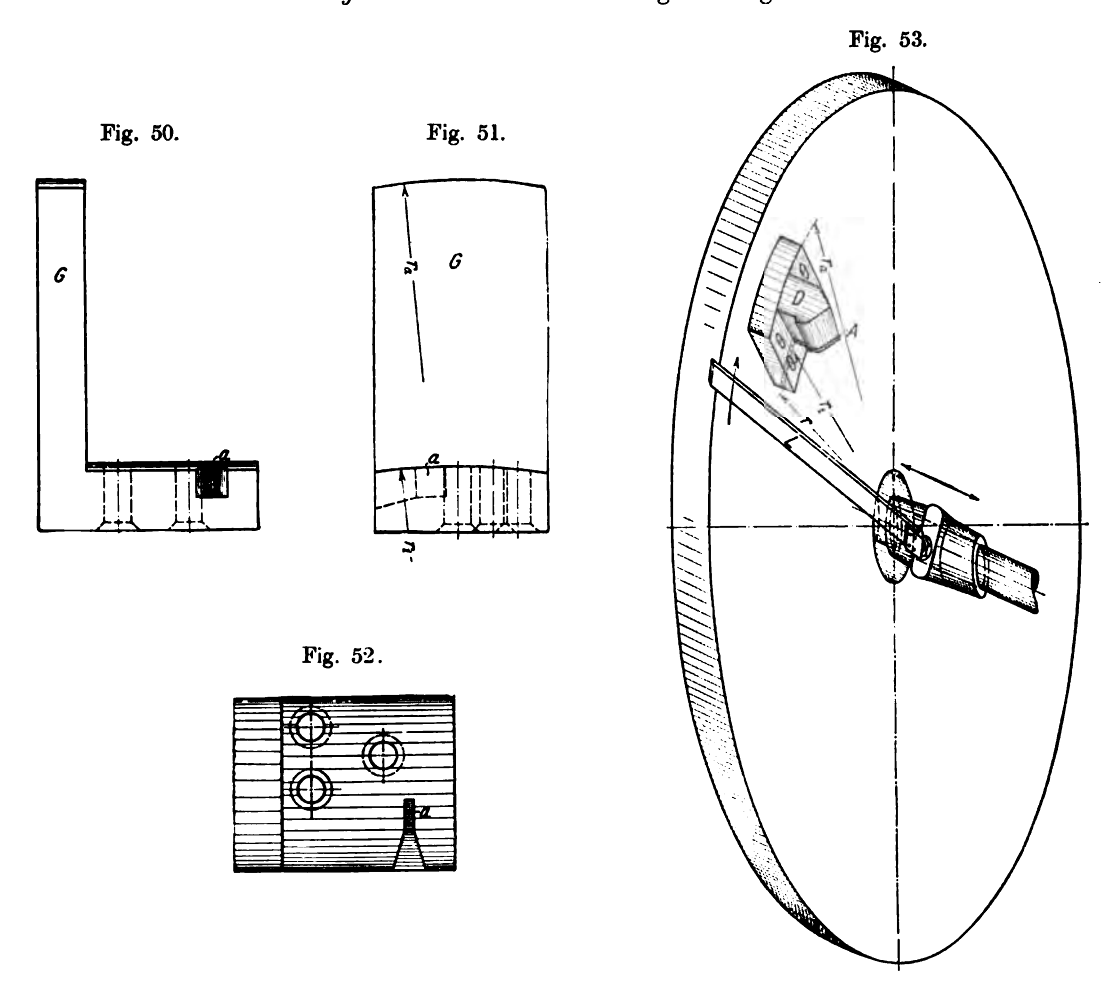


Fig. 50. Fig. 51. Fig. 52. Fig. 53.

stellen. Alsdann wird nach Maßgabe der perspektivischen Skizze, Fig. 53, mit Hilfe des achsial verschiebbaren und gleichzeitig um die Achse der Planscheibe drehbaren Lineals L den beiden Holzstücken, die ober- und unterhalb der Blechschablone A angebracht worden sind, die aus Fig. 48 und 53 ersichtliche Form gegeben. Man erkennt, daß die Kante MN der Schablone A hierbei als Leitkurve für die entstehende Schaufelfläche wirkt. Die Schaufelfläche ist hiernach eine Regelfläche, deren Leitkurve das auf einem Kreiszylinder liegende Schaufelprofil ist, und deren Erzeugende Parallelen zur Planscheibe sind, welche die Achse der letzteren schneiden.

Nachdem die zuletzt geschilderte Arbeit vollendet ist, wird das Holzmodell für das Gesenk nach dem äußeren und inneren Halbmesser, r_a und r_i, abgedreht, Fig. 48, 49 und 53.

Durch das Abdrehen nach dem Zylindermantel vom Halbmesser r_a entsteht auf der äußersten Stirnfläche des Modells eine Figur D mit ähnlichen Umgrenzungslinien wie diejenigen der zuerst angefertigten Schablone A, Fig. 47. Nach dieser Figur D wird nun eine zweite Blechschablone angefertigt, die bei der endgültigen Bearbeitung des gußeisernen Gesenkteiles mit Hilfe des Lineals L Verwendung findet.

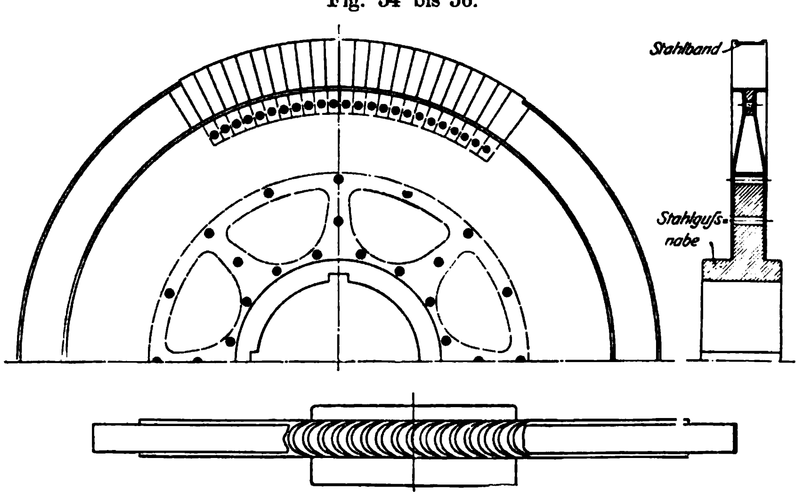
Das auf die beschriebene Weise entstandene Untergesenk wird mit einer Grundplatte G verschraubt, wie aus den Fig. 48 bis 52 hervorgeht. Man erkennt in diesen Figuren in der Grundplatte G auch den Schaufelansatz a, der zur Befestigung der Leitschaufeln in der Ringnut des Leitrades dient; s. Fig. 44 bis 46.

Mittels des angegebenen Verfahrens ist es möglich, die Schaufelform vollständig maschinenmäßig unter Vermeidung von Hand- und Paßarbeit herzustellen. Die Schaufeln können von den größten Längen der Niederdruckräder an bis herunter zu 1/8 Zoll engl. (3,2 mm) bei den Hochdruckrädern ohne jegliche Werkstattschwierigkeit ausgeführt werden, wobei stets die Möglichkeit gewahrt bleibt, die Richtigkeit der Schaufelwinkel während der Herstellung nachzuprüfen.

Die Laufräder.

Die Laufräder, Fig. 54 bis 56, haben Nabenkörper aus Stahlguß von der dargestellten Form. Der eigentliche Radkörper wird durch zwei Stahlblechscheiben gebildet, die zu beiden Seiten der Nabe durch eingezogene Niete befestigt werden. Zwischen den beiden Scheiben, die vom Nabenrand nach außen hin kegelförmig verlaufen und an ihrem äußeren Rande nach außen umgebördelt sind, werden die gepreßten Schaufeln der Laufräder in ähnlicher Weise

Fig. 54 bis 56.



wie die der Leiträder durch Niete festgehalten. Um die äußeren Kanten der in den Scheibenumfang eingesetzten Schaufeln wird schließlich ein dünnes Stahlband geschlungen und befestigt, das die dampfführenden Kanäle des Laufrades nach außen hin abgrenzt. Die Schaufelkanten werden auf der Eintritt- und Austrittseite entsprechend dem Geschwindigkeitsdiagramm bearbeitet. Um das Gewicht der Schaufeln möglichst zu vermindern, werden sie hohl, mit halbmondförmigem Querschnitt hergestellt. Sie werden genau auf Länge abgeschnitten und abgedreht, so daß sie auf den zylindrischen Mantel der Laufradscheiben passen. Versuche haben ergeben, daß die Festigkeit dieser Schaufelbefestigung sehr hoch ist. Daß der Ausbalanzierung der Laufräder die größte Sorgfalt gewidmet wird, braucht wohl nicht aus-

drücklich hervorgehoben zu werden. Sämtliche Laufräder übertragen durch einen gemeinsamen Federkeil ihr Drehmoment auf die Turbinenwelle. Gegen eine Verschiebung in Richtung der letzteren sind sie durch eine kräftige Mutter gesichert; s. Fig. 42 und 60.

Fig. 57 zeigt eine Prüfmaschine für die Laufräder der Turbine, in der diese, bevor sie in



Fig. 58.



Fig. 57.

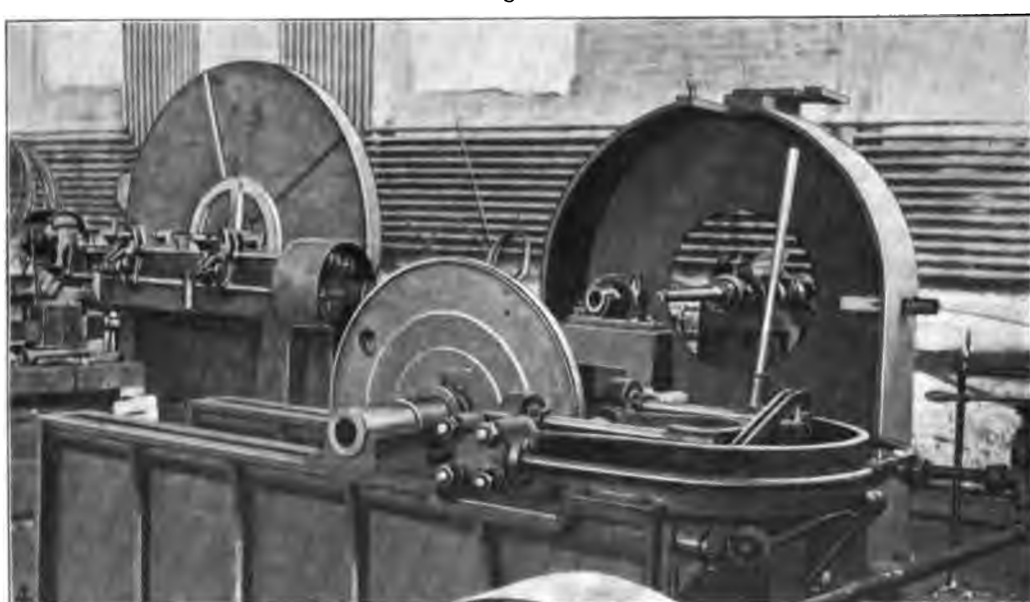
die Turbine eingebaut werden, auf Rundlaufen, seitliches Schlagen, Zuverlässigkeit der Schaufelbefestigung und Betriebssicherheit der Scheiben sorgfältig geprüft werden. Die Prüfung geschieht bei der 1,4fachen Umlaufzahl gegenüber derjenigen des normalen Betriebes, was etwa einer Mehrbeanspruchung von 100 % gegenüber der im Betrieb entspricht.

In Figur 57 hängt das Laufrad am Kranseil vor dem Einbringen in die Prüfmasc hine

Die letztere besteht aus einem gußeisernen Schutzgehäuse, in dessen Mitte die durch Riemen angetriebene Probierwelle gelagert ist. Das eine feste Lager der Welle mit der Antriebscheibe befindet sich auf der Rückseite des Gehäuses, während das zweite Lager vor demselben auf einem Lagerbock steht, der mittels Zahnstange und Triebs in einer Schlittenführung von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt verschiebbar ist. Nach dem Aufbringen des zu prüfenden Rades auf die Welle der Maschine, Fig. 58, wird das vordere Lager gegen das Schutzgehäuse zurückgeschoben und mittels der vorderen nachziehbaren Backe seiner Führung und der drei Schrauben festgeklemmt. Der obere Ausschnitt des Gehäuses, der des Durchlassens des Lastseiles wegen vorhanden sein muß, Fig. 57, wird durch einen drehbaren Deckel mit Handgriff abgedeckt, Fig. 58. Die großen aus den Scheiben herausgeschnittenen Löcher sind durch das Ausbalanzieren der Räder entstanden.

Fig. 59 zeigt ein Laufrad in der hydraulischen Nietmaschine, die zum Einziehen der Niete in Schaufelstiele und Scheibenränder benützt wird. Man erkennt auch in dieser

Fig. 59.



Figur, wie in den beiden vorhergehenden, die kurzen Schaufeln am Radumfang. Die Nietmaschine ähnelt in ihrer Grundform den im Kessel- und Brückenbau allgemein verwendeten Nietgabeln von U-förmiger Gestalt und I-förmigem Querschnitt der Gabelarme. Die Nietmaschine wirkt doppelseitig, d. h. es werden mittels des langen emporstehenden Handhebels, der Verbindungsstange und der wagrechten, auf den Gabelarmen gelagerten Wellen die Nietstempel auf beiden Seiten des in die Maschine eingebrachten Laufrades zugleich rasch vorwärts bewegt und eingestellt. Das Druckwasser wird der Maschine in der Rohrleitung zugeführt, die außen um den Rücken der Nietgabel herumgelegt ist. Nach Einstellung der beiden Nietstempel wird mit Hilfe des Zweiweghahns, der rechts hinten zu sehen ist, der Wasserdruck auf beide Nietkolben gegeben, bezw. es wird das Druckwasser durch diesen Hahn abgelassen. Die Einstellung verschieden großer Räder auf dem Bett der Nietmaschine erfolgt durch Verschieben der Schlitten, in denen die provisorische Welle des Rades ruht, mit Hilfe der beiden durch Kegelräderpaare bewegten Spindeln, die in den Wangen des Maschinenbetts gelagert sind.



Fig. 60 zeigt eine 150 KW-Turbine (2400 Uml./min.) mit abgehobenem Deckel in der Werkstatt. Die kleinere Öffnung rechts ist die Frischdampfeinströmung, die größere links

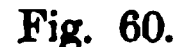
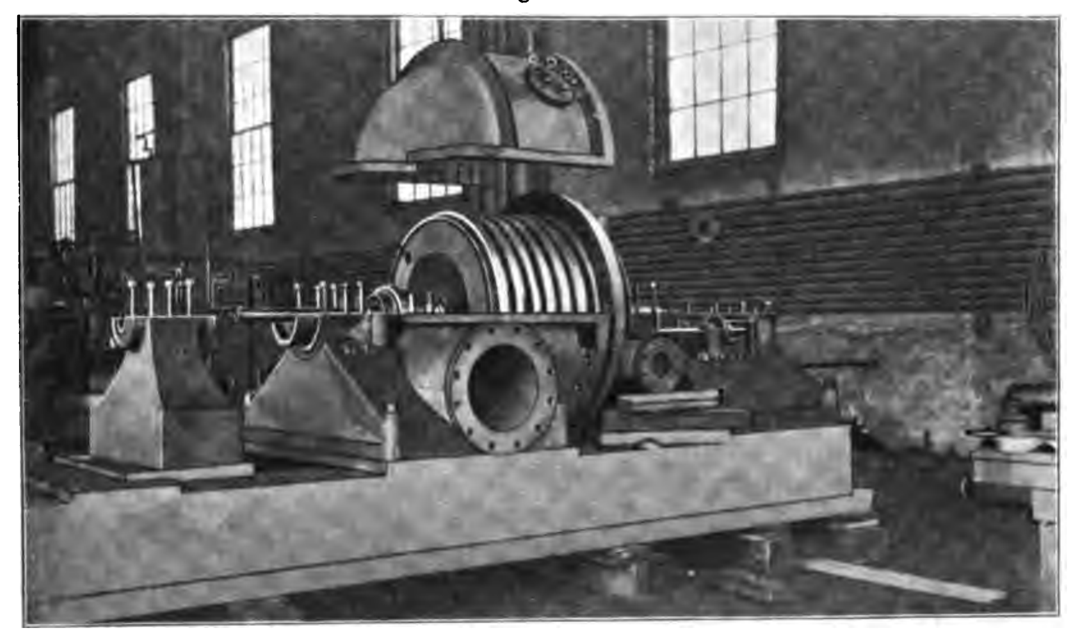
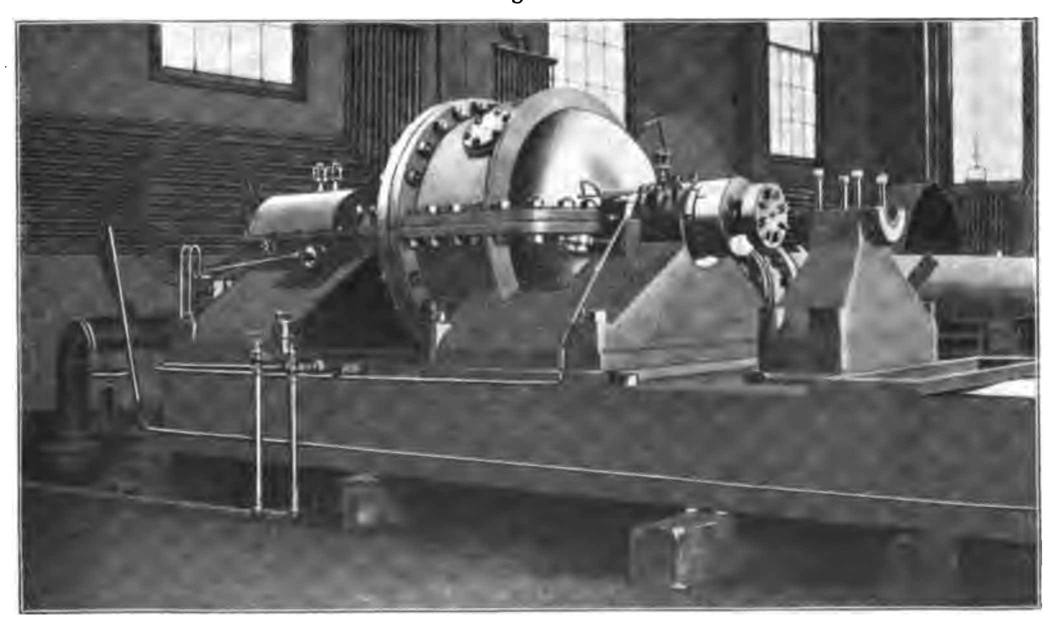


Fig. 60.



die Auspufföffnung. Man erkennt die kräftigen Schrumpfringe der Leiträder (vergl. auch Fig. 46) und dazwischen die Schaufelkränze der Laufräder. Der abgehobene Deckel läßt auf seiner Innenseite die Ringnuten für die Schrumpfringe der Leiträder erkennen.

Fig. 61.



Die wagrechte Welle rechts hinten dient zur Betätigung der Regulierspindel; s. die spätere Beschreibung des Regelwerks.

Fig. 61 zeigt dieselbe 150 KW-Turbine, betriebsbereit, von der anderen Seite. Die Turbine soll in der Werkstatt mit Auspuffbetrieb geprüft werden. Auch hier erkennt man einige bemerkenswerte Einzelheiten aus den früheren Darstellungen.

Die im Mantel des Deckels vorgesehenen kreisrunden Öffnungen — die zweite auf der anderen Seite war schon in Fig. 60 in geöffnetem Zustand zu sehen — dienen zur bequemen Prüfung und Einstellung der achsialen Spielräume zwischen Leit- und Laufrad, falls der Deckel des Gehäuses schon mit dem Unterteil verschraubt ist. Es ist alsdann bei einer nachträglich oder im Lauf des Betriebes erforderlichen Besichtigung dieser Spielräume nicht notwendig, den ganzen Deckel abzunehmen. Die Schauöffnungen werden durch Verschlußstücke abgedeckt, die sich im Innern der Mantelform des Gehäuses anpassen.

Die feinen Röhrchen, von denen das eine von der Stopfbüchse an der Auspuffseite abzweigt, dienen zur Zuführung von Öl zu dem weichen Packungsmaterial der Stopfbüchsen, s. Fig. 74 S. 47, während die starken Rohre die Entwässerungsleitungen von den Stopfbüchsen der Turbine sind. Die Lager sind, wie die vorhergehenden Figuren zeigen, glatte Ringlager, s. auch Fig. 42.

Die erste große Mutter links neben der Lamellenkupplung überträgt den Druck des Kugellagers (s. u. Lager und Wellen) auf die Lagerbüchse. Mittels der großen Muttern zu beiden Seiten des Lagerdeckels wird die Einstellung der Turbinenwelle in Richtung der Achse vorgenommen.

Die um das Gehäuse gelegte Rippe dient, wie auch die Flansche an der Stirnseite des Gehäuses, zur Anbringung des Stahlblechmantels der Verkleidung, s. a. Fig. 42.

Die Lagerfüße und das Gehäuse der Turbine sind mit konischen Paßbolzen gegenüber der Grundplatte genau festgelegt. Ein solcher Paßbolzen ist in Fig. 61 links neben der großen Mutter für die Verschraubung des Gehäuses zu sehen; auch in den Fig. 31, 64, 66 und 67 finden sich die Löcher für die Paßbolzen angedeutet. Die Form der kräftigen Grundplatte mit den Arbeitsflächen für Lagerfüße und Turbinengehäuse ist in den Fig. 60 und 61 deutlich zu erkennen.

Am Stirnende der Turbine im Hintergrund des Bildes sieht man unterhalb der Deckelfuge zwei Wellen hervorragen: die größere, tiefer liegende, derselben ist die Schneckenradwelle des Regulators, in den späteren Fig. 66 und 67 mit l bezeichnet; die kleinere, dicht unterhalb der Deckelfuge, ist die Einstellvorrichtung w_1 zum Einrücken des Regulators, s. die Fig. 66, 67, 70 und 72.

Der Achsenregler.

Der Regler sitzt unmittelbar auf der Turbinenwelle, Fig. 42. Seine Wirkungsweise geht aus Fig. 62 und 63 hervor, die einen Aufriß und einen Grundriß darstellen. Zwei auf der Welle aufgekeilte Scheiben S betätigen zwei Schwungmassen M, die sich an einem senkrecht durch die Welle gesteckten Querstück unter Überwindung des einstellbaren Widerstandes der Federn F radial nach außen verschieben können. Die Verschiebung der Schwungmassen M wird mit Hilfe von ausbalanzierten Winkelhebeln auf die Reglerhülse h übertragen, von der aus die Regelvorrichtung in Bewegung gesetzt wird. Der ganze Regler ist durch die Scheiben S sowie durch einen mit ihnen konzentrischen Ring R eingekapselt. Um die Reibung im Regler selbst und in der Regelvorrichtung nach Möglichkeit zu vermindern, sind Kugellager an den hierfür in Betracht kommenden Stellen verwendet.

Das Hauptregelventil wird nicht unmittelbar vom Regler betätigt, sondern mittelbar durch die Regelvorrichtung eingestellt. Wir haben es also mit einem indirekt wirkenden Regler zu tun. Die grundlegenden Gedanken der Regelvorrichtung sind aus Fig. 62 und 63 zu



entnehmen. Die Regelung geschieht durch Drosselung des Dampfes, und zwar wird das Regel- oder Drosselventil durch seine Spindel *a* von der Hülse des Reglers in folgender Weise betätigt:

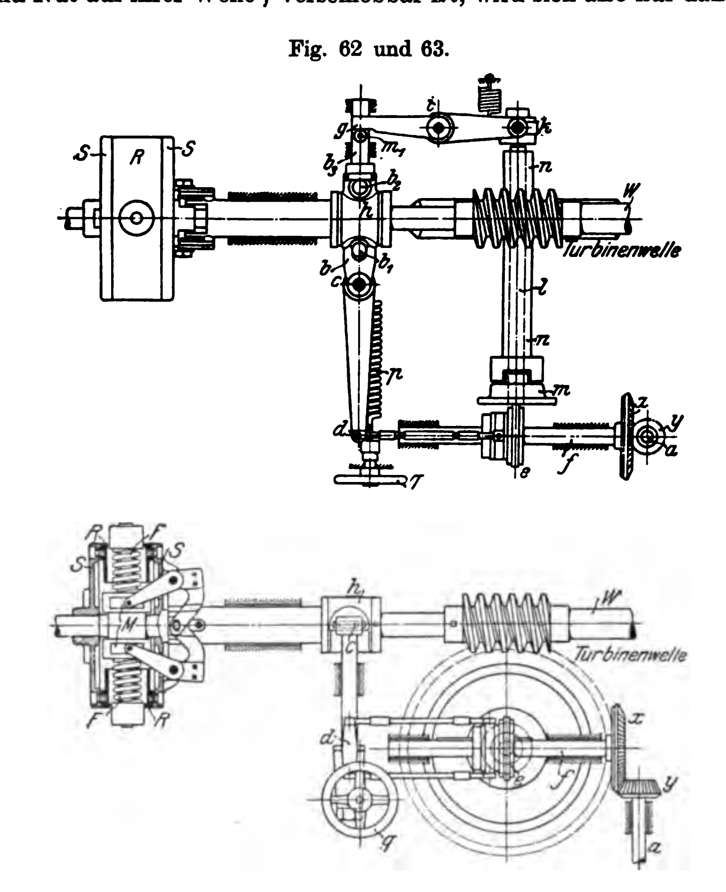
Die Verschiebung der Hülse *h* auf der Turbinenwelle wird benützt:

1. um mit Hilfe des doppelarmigen Hebels *b c d* die Reibscheibe *e* auf der Welle *f* zu verschieben;

2. um mit Hilfe des doppelarmigen Hebels *g i k* die volle Welle *l* mit der Reibscheibe *m* um einen geringen Betrag zu verschieben und diese so an die Scheibe *e* anzupressen.

Die volle Welle *l* wird von einer hohlen Welle *n* umschlossen, die ihren ununterbrochenen Antrieb von der Turbinenwelle *W* mittels Schneckengetriebes erhält. Die Reibscheibe *e*, die in Feder und Nut auf ihrer Welle *f* verschiebbar ist, wird sich also nur dann drehen, wenn

Fig. 62 und 63.

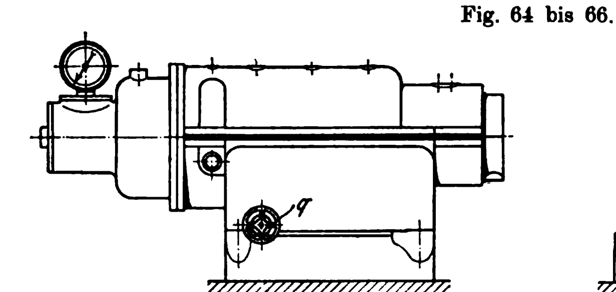


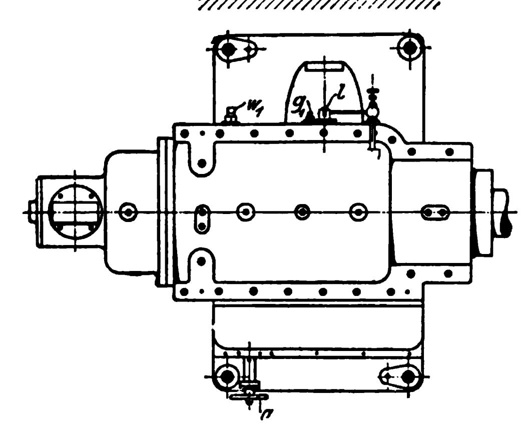
die Reibscheibe *m* gegen sie gepreßt wird; alsdann aber wird das Kegelräderpaar *x y* die Drehung der Regelspindel *a* bewirken. Je nach dem Maß und der Richtung der Verschiebung von *e* vor der Stirnfläche von *m* werden sich Übersetzungsverhältnis und Drehsinn des Reibräderpaares *m*, *e* ändern, die Regelspindel also rascher oder langsamer in der einen oder anderen Richtung gedreht werden. Ist z. B. die Änderung der Winkelgeschwindigkeit verhältnismäßig groß, so wird die Reglerhülse *h* die zeitweilig sich drehende Reibscheibe *e* weit vom Mittelpunkt der Scheibe *m* entfernen, und so wird diese letztere vermöge des dadurch eingestellten starken Übersetzungsverhältnisses die Spindel des Regelventiles rasch drehen und die Dampfspannung ändern. Auf diese Weise kann die Stärke des Eingreifens des Reglers verändert werden.

Auch gegen nachteilige Überschreitungen der Geschwindigkeit schützt der Regler die Turbine; er sperrt den Dampfzutritt zur Turbine vollständig ab, sobald die Winkelgeschwindigkeit um 2½ v. H. über die normale hinausgeht. Selbst wenn der Regler in Unordnung geraten sollte, durch Nachlassen oder Brechen der Federn u. dergl., würde die einzige Folge eines solchen Versagens nur die sein, daß der Dampf vollständig von der Turbine abgesperrt werden würde. Daher ist ein besonderer Sicherheitsregler, wie er bei einzelnen anderen Turbinenbauarten, z. B. bei denen nach Rateau und Zoelly (Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure 1904 S. 1532 und S. 696), im Gebrauch ist, hier nicht nötig.

Um die Geschwindigkeit der Turbine während des Ganges zu regeln, ist unterhalb des Hebels *bcd* eine Spiralfeder *p* angebracht, deren Spannung durch das Handrad *q* geändert werden kann. Das Handrad *q* ist in Fig. 38, 64 bis 66 am Hochdruckende der Turbine an

Fig. 64 bis 66.





der Außenseite des Lagerfußes in der Nähe des Tachometers und des Handrades für das Haupt-Absperrventil zu sehen. Durch entsprechendes Spannen der Feder *p* kann die Geschwindigkeit der Turbine um 5 v. H. nach oben oder unten geändert werden.

Im Gegensatz zu Fig. 62 und 63, die nur den Grundgedanken des Regelwerkes veranschaulichen sollen, zeigen die Fig. 67 bis 73 die konstruktive Durchbildung des letzteren im einzelnen.

Die Fig. 64 bis 66 geben äußere Ansichten des Endlagers der Turbinenwelle an der Hochdruckseite mit den Gehäusen wieder, in die Achsenregler und Regelwerk eingeschlossen sind. Die eingetragenen Buchstabenbezeichnungen beziehen sich auf konstruktive Einzelheiten, auf die im nachfolgenden verwiesen werden wird.

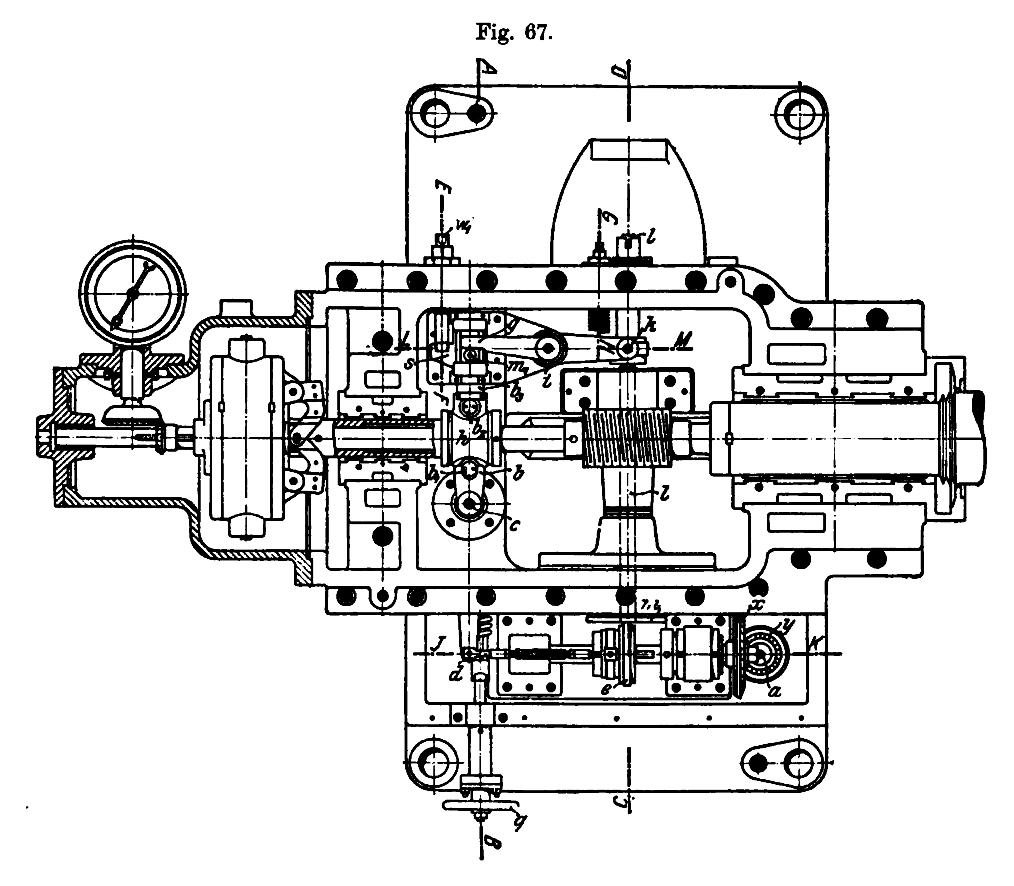
Fig. 67 zeigt in ihrem Hauptteil rechts bei abgehobenem Deckel eine Ansicht des Gehäuses des Regelwerkes von oben. Man erkennt, daß der Regler unmittelbar auf einem Verlängerungsstück der Turbinenwelle sitzt, das mit dieser durch eine Querfeder gekuppelt ist.

Links ist ein Achsialschnitt durch das Reglergehäuse dargestellt, der gegen seine wirkliche Lage an der Turbine um 90⁰ gedreht ist, wie schon die Darstellung des Antriebes des Geschwindigkeitsmessers erkennen läßt, der in Wirklichkeit oben auf dem Gehäuse angebracht ist; s. Fig. 38, 39, 41, 42 und 64 bis 66. Die Hauptteile des Regelwerkes sind in den Fig. 67 bis 73 mit denselben Buchstaben bezeichnet wie in den schematischen Darstellungen der Fig. 62 und 63.

Fig. 67 zeigt die doppelarmigen Hebel bcd und gik zur Betätigung der Spindel a des **Hauptregelventiles** von der Reglerhülse h aus durch das Reibräderpaar e, m und das Kegel**räderpaar** x, y. Zu beiden Seiten der Hülse h erkennt man die beiden runden Mitnehmer**daumen,** welche die Hebel bcd und gik betätigen. Der eine dieser Daumen, b_1, ruht bei b **in der** offenen Zange des Hebels bcd; der andere, b_2, bewegt den Hebel gik, indem er den **kurzen,** achsial verschiebbaren Bolzen b_3 samt dem eingeschraubten Mitnehmer m_1 zur **Seite** schiebt.

Fig. 68, ein Schnitt winkelrecht zur Turbinenachse durch die Hülse h nach AB, läßt die soeben genannten Einzelheiten b_1, b_2, b_3 und m_1 noch deutlicher erkennen; ferner die

Fig. 67.



schon früher erwähnte Feder p zur Veränderung der Geschwindigkeit während des Ganges mittels des Handrades q. Die senkrechte Welle cc des zweiarmigen Hebels bcd läuft, um den Reibungswiderstand zu vermindern, in Kugellagern. Auf der Abflachung des Bolzens b_3 ruht das Hebelende g auf. b_3 ist in Feder und Nut achsial verschiebbar. Auf b_3 sitzt der Mitnehmer m_1.

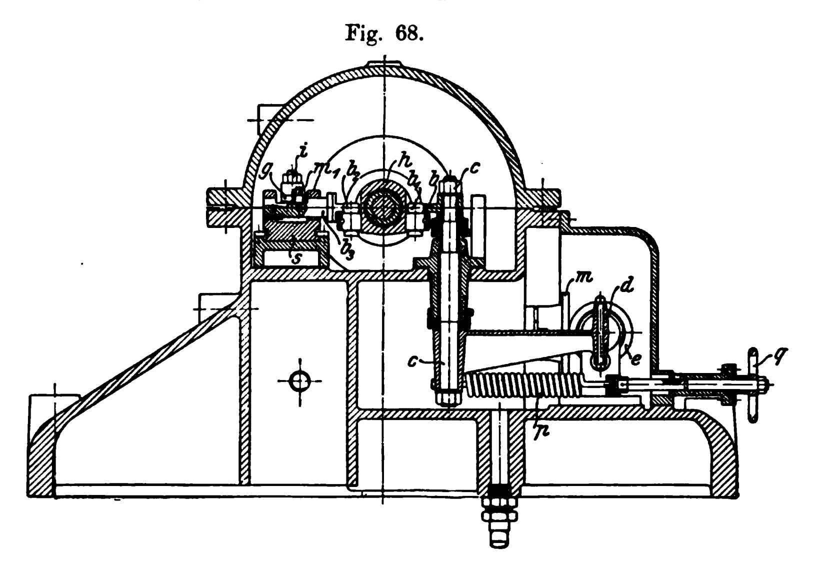
Fig. 69, Schnitt LM durch den Hebel gik, zeigt die Lagerung der senkrechten Welle ii des letzteren in Kugellagern, einen Schleifring zur Verschiebung der Vollwelle l am Hebelende k, sowie links oben die Vorrichtung zur Einstellung des achsial verschiebbaren Bolzens b_3 in Bezug auf das Hebelende g.

Diese Einstellung erfolgt nach Fig. 70 mit Hilfe einer von der Außenseite des Gehäuses aus drehbaren kurzen Welle w_1, s. Fig. 66 und 67, auf der ein exzentrischer Daumen d_1 sitzt, der sich in einem senkrechten Schlitz des Gleitstückes s bei der Drehung der Welle w_1 be-

wegen kann; vergl. auch die Fig. 67 und 69. Durch Drehung des Daumens d_1 verschiebt sich das in Führungen laufende Gleitstück *s* in der Richtung des Hebels *g i k*, wodurch infolge der Abschrägung des Hebelendes *g*, Fig. 67, das Maß der Verschiebung der Welle *l* geändert werden kann. Die Führungen von *s* sind durch kurze, auf *s* geschraubte Schienen hergestellt, wie aus Fig. 68 und 72 hervorgeht.

Fig. 71, Schnitt *G H*, zeigt die Ausrückfeder f_1, die am Hebelarm *i k* bei k_1 angreift und

Fig. 68.



von außen bei g_1 einstellbar ist, s. Fig. 66, 67 und 69. f_1 fällt die Aufgabe zu, die Reibscheibe *m* auszurücken.

Weitere Einzelheiten des Regelwerks läßt Schnitt *C D* in Fig. 72 erkennen. Der Schnitt ist durch die gemeinsame Achse der Wellen *l* und *n* gelegt, so daß zu ersehen ist:

der Antrieb der Hohlwelle *n* von der Turbinenwelle aus durch ein Schneckengetriebe mit den Kugellagerungen des Schneckenrades an der Stirnfläche seiner Nabe;

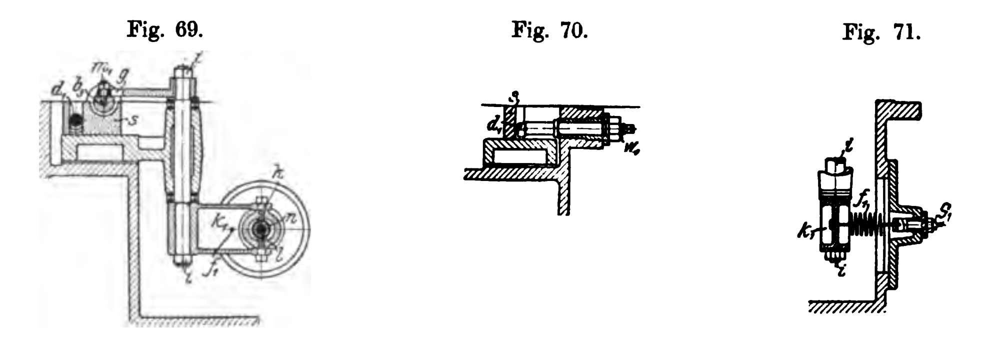


Fig. 69. Fig. 70. Fig. 71.

der Angriff des Hebelarmes *i k* mittels der Hülse h_1 und eines Schleifringes bei *k* zur Verschiebung der Vollwelle *l*, s. a. Fig. 69;

eine Ansicht des seitlichen Verschlußdeckels, in dem die Hülse h_1 gelagert ist, und durch den sie, samt der Vollwelle *l*, ebenso wie die Stellvorrichtung für die Ausrückfeder f_1, nach außen hervorragt; s. a. Fig. 66, 67 und 71;

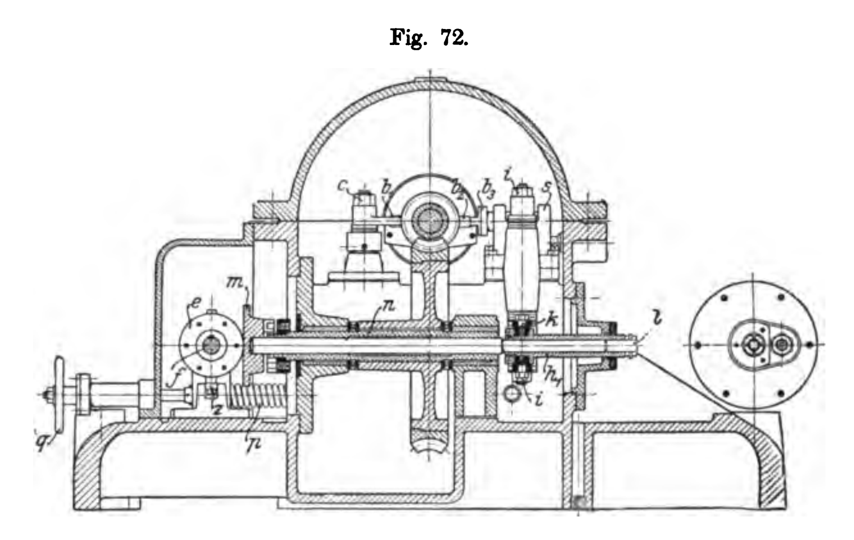
die Kupplung zwischen der Hohlwelle *n* und dem Reibrad *m* am linken Ende der Welle *l*.

Die übrigen Buchstabenbezeichnungen deuten die bereits erwähnten Einzelheiten der früheren Figuren an.

Fig. 73 gibt einen Schnitt *JK* durch die Welle *f*, auf der die Reibscheibe *e* in Feder und Nut mittels der Zugstangen *zz* und eines Schleifringes vom Ende *d* des Hebels *bcd* aus verschiebbar ist. Die Zugstangen *zz*, das Reibrad *e* und die Welle *f* sind auch in Fig. 60, 67 und 72 zu sehen.

Das Kegelräderpaar *x*, *y* setzt die Spindel *a* des Hauptregelventiles in Bewegung. Auch hier sind die auftretenden Achsialdrücke durch Kugellager abgefangen. Damit die Zugstangen *zz* gegenüber der Welle *f* nicht verdreht werden, läuft das verlängerte Bolzenende

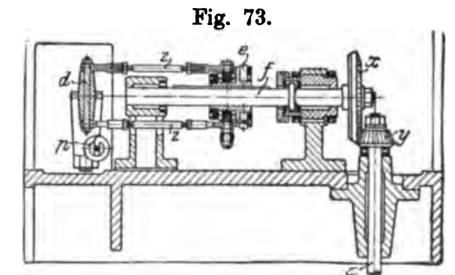
Fig. 72.



der unteren Zugstange *z* mit einer Laufrolle zwischen Führungen, wie aus Fig. 72 hervorgeht.

Die Fig. 67 bis 73 lassen die sehr sorgfältige konstruktive Durchbildung des Regelwerkes erkennen. Die Erfahrungen, die an der in St. Louis ausgestellten 1000 KW-Turbine gemacht worden sind, haben gezeigt, daß die beschriebene Regelvorrichtung vollkommen zuverlässig und rasch eingreift, und daß der Regler sehr empfindlich ist. Die Turbinenwelle lief dabei völlig ruhig und wies bei allen Umlaufzahlen bis hinauf zu der normalen von 1500 in der Minute keinen kritischen Punkt auf.

Fig. 73.



Das unterhalb des Grundrahmens im Fundament aufgestellte Regelventil befindet sich, wie schon erwähnt, s. Fig. 43, in der Dampfleitung zwischen dem Einlaßventil und dem Deckel der Hochdruckturbine. Es ist ein doppelsitziges Hubventil besonderer Konstruktion. Ventil und Ventilsitz sind aus zähem Stahlguß hergestellt, das Ventilgehäuse besteht aus Gußeisen. Unmittelbar unterhalb des Regelventiles, in einer gemeinsamen Dampfkammer mit ihm, ist das Überlastungsventil angebracht, das ebenfalls vom Regler beherrscht wird, Fig. 43. Das Ventil hat die Menge des Dampfes zu regeln, der im Falle einer Überlastung unmittelbar in die früher erwähnte Zusatzdüse im Deckel der Niederdruckturbine eintritt. Es ist gleichfalls ein Ventil von der Bauart der doppelsitzigen Hubventile. Durch seine Anordnung in einer Dampfkammer mit dem Hauptregelventil wird eine weitere Stopfbüchse für seine Spindel vermieden. Für angemessene Zeit kann der Turbine eine Überlastung von 50 % zugemutet werden, ohne daß diese unzulässige Erzitterungen oder sonst nachteilige Erscheinungen aufweist.

Lager und Wellen.

Die Lager der Turbinenwelle sind erheblich weniger belastet als die der Dynamowelle. Daher haben die ersteren nur verhältnismäßig kurze, zylindrische Lagerschalen, wogegen die letzteren mit reichlich bemessenen Kugelschalenlagern versehen sind, Fig. 42. In beiden Arten von Lagern sind die obere und die untere Lagerschale miteinander verschraubt (siehe Fig. 67). Die gußeisernen Schalen sind mit Lagermetall ausgefüttert. Lagerfüße und Lagerdeckel sind so ausgeführt, daß die Anschlüsse für Öleinlaß und Ölauslaß dicht nebeneinander unterhalb des Lagerdeckels liegen. Dies bringt den Vorteil mit sich, daß beim Abheben der Lagerdeckel zum Nachsehen der Lagerschalen die Rohrverbindungen der Ölleitungen nicht gelöst zu werden brauchen. Das Öl fließt unter geringer Pressung in die untere Lagerschale, strömt mit der sich drehenden Welle weiter und wird im Lagerdeckel von dieser wieder abgenommen. Von hier kehrt es wieder zum Auslaß im Lagerfuß zurück; s. Fig. 40, 42 und 74.

Die ganze Turbinenwelle, die aus Nickelstahl hergestellt wird, kann mittels der Kugeldrucklager auf der Vakuumseite der Turbine in Richtung der Achse verschoben werden (s. a. Fig. 61), so daß eine genaue achsiale Einstellung der Laufräder nach Maßgabe der erforderlichen Spielräume zwischen den feststehenden Leiträdern möglich ist. Da außerdem noch zwischen Hochdruck- und Niederdruckturbine sowie zwischen der letzteren und dem Stromerzeuger nachgiebige Kupplungen eingeschaltet sind, so kann jedes einzelne Wellenstück für sich, unabhängig von den anschließenden Wellenteilen, eingestellt werden. Auch den Lagenänderungen der Turbinenwellen und Gehäuse infolge von Temperatureinflüssen ist bei der vorliegenden Konstruktion Rechnung getragen worden.

Beide Gehäuse werden nur an ihrem kälteren Ende, d. h. am Auspuffende von Hoch- und Niederdruckgehäuse, durch Verschraubung der dort befindlichen Lagerfüße mit der Grundplatte festgehalten, s. Fig. 38, 39, 41 und 42; dieselbe Befestigungsweise zeigen die Figuren 60 und 61 für die 150 KW-Turbine; die Gehäuse selbst können sich daher in der Richtung gegen das Stirnende der Turbine zu frei ausdehnen. Am heißeren Ende, d. h. am Dampfeintritt in die Gehäuse, befindet sich keine feste Verbindung mit dem Grundrahmen, weder am Traglager des Hochdruckgehäuses, noch an dem des Niederdruckgehäuses.

Ebenso können die einzelnen Wellenstücke einer Längenänderung unbehindert folgen, da sie durch nachgiebige Kupplungen verbunden sind. Jede Kupplungshälfte besteht aus einer Scheibe, die auf das Wellenende aufgeschraubt und durch einen Keil gesichert ist, Fig 42. In der Nähe des äußeren Umfanges tragen die beiden Kupplungsscheiben auf ihren gegeneinander gekehrten Enden elastische Stahllamellen, die bürstenartig zusammengefaßt sind, Fig. 61. Die Lamellen ragen in die entsprechenden Zwischenräume der gegenüberstehenden Kupplungshälfte hinein und übertragen so das Drehmoment von einem Wellenstück auf das andere. Die Federkraft der Lamellen sichert dabei die notwendige Beweglichkeit und Nachgiebigkeit der Wellenkupplungen.

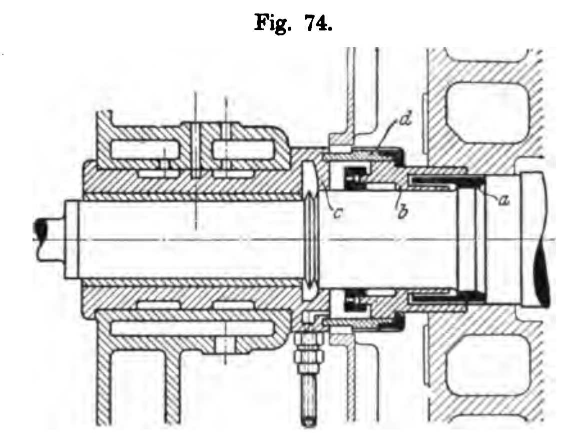
Die Stopfbüchsen.

An den vier Stellen, wo die Turbinenwelle durch die Gehäuse tritt, sind Stopfbüchsen von besonderer Bauart angeordnet, Fig. 42 und 74. Alle Teile derselben sind leicht auswechselbar. Der Gedanke, der dieser Stopfbüchsenkonstruktion zu Grunde liegt, stützt sich auf die Tatsache, daß Dampf, der durch einen schmalen Spalt von genügender Länge strömt, durch die hier auftretenden Bewegungs- und Reibungswiderstände gedrosselt wird, d. h. seine Spannung verliert; unter Umständen, bei genügender Länge des Dampfweges, tritt Kondensation



des Dampfes ein. Bei der vorliegenden Konstruktion ist eine möglichst lange Büchse gewählt, in der sich die Turbinenwelle mit geringem Spielraum dreht. Entlang dem Spielraum sucht der Dampf zu entweichen. Um eine zu lange Büchse, welche die Länge der Welle in nachteiliger Weise vermehrt hätte, zu vermeiden, sind mehrere Büchsen angewandt, die in geschickter Anordnung teleskopartig ineinander geschoben sind, Fig. 74, so daß sich der Dampf nicht glatt entlang der Welle bewegen kann, sondern den mehrfachen Windungen des Spielraumes in den Büchsen wie in einer Labyrinthdichtung folgen muß. Auf diese Weise wird der Dampfweg verlängert, ohne daß die Welle verlängert wird. Konstruktiv ist dieser Gedanke folgendermaßen ausgeführt: Ein auf der Welle befestigter und mit ihr sich drehender Ring *a* greift in die tiefe, ringförmige Nut einer zweiten Ringbüchse *b* ein, die dem ersteren Ring gegenüber angebracht ist, aber nicht an der Drehung teilnimmt, sondern im Deckel des Turbinengehäuses befestigt ist. In *b* ist außerdem noch eine Ausdrehung zum Einsetzen einer weichen Packung vorgesehen, der Öl zugeführt wird. Die letztere wird durch eine

Fig. 74.



Überwurfmutter nachgezogen. Der feststehende, mit Nut versehene Ring *b* legt sich gegen die Stirnfläche der Lagerschalen *c* des anstoßenden Lagers. Der ringförmige Raum, der so zwischen dem feststehenden Ring *b* und seiner Überwurfmutter, den Stirnflächen der Lagerbüchsen *c*, dem äußeren Überwurfring *d* und der Welle entsteht, ist am Hochdruckende der Turbine mit einem Entwässerungsrohr zum Abführen des Niederschlagwassers verbunden; auf der Vakuumseite ist dieser Raum an ein wasserzuführendes Rohr angeschlossen, um zu verhindern, daß Luft in den Kondensator eindringt.

Durch Anwendung der tiefen Nut in der feststehenden Ringbüchse werden die mehrfach geteilten Abdichtungsringe mit ihren Anpreßvorrichtungen vermieden, die man bei einzelnen Stopfbüchsenkonstruktionen, z. B. bei der Rateau-Turbine, antrifft[1]). Teile der Stopfbüchsenkonstruktion läßt auch Fig. 60 erkennen.

Schmierung.

Alle Lager der Turbine erhalten reichliche Schmierung. Das Öl fließt aus einem großen Ölbehälter — ein Teil der Grundplatte ist als solcher ausgebildet — der Ölpumpe zu, die entweder durch ein Schneckenrad von der Turbinenwelle angetrieben wird oder eigenen Antrieb besitzt. Von hier wird es durch die Lager gedrückt und fließt alsdann zum Ölbehälter zurück. Hier wird es erst in einem Filter gereinigt, wobei es genügend Zeit hat, sich abzu-

[1]) Z. 1904 Taf. 17 und S. 1531.

kühlen. Das Öldruckrohr für jedes Lager kann durch ein kleines Ventil (s. Fig. 38 und 42) geschlossen werden, so daß man die Menge des nach den verschiedenen Lagern fließenden Öles regeln kann. Alle sich drehenden Teile der Turbine sind eingekapselt. Die Hauptteile des Reglers arbeiten in einem Ölbad; die ganze Turbine wird demnach selbsttätig geschmiert.

Die sämtlichen Hauptteile der Hamilton-Holzwarth-Turbine sind durch Patente geschützt.

In Bezug auf den Dampfverbrauch der Hamilton-Holzwarth-Turbine sei das nachstehende Beispiel angeführt:

Für eine 1500 KW-Turbine in Verbindung mit einem dreiphasigen Generator von 2300 Volt bei 60 Wechseln gewährleistet die Hooven, Owens, Rentschler Company bei 1800 Uml./min., einer Anfangsspannung von 12,3 kg/qcm am Drosselventil, bei einer Überhitzung von 55,6 ^{0} C. und einer Luftleere von 71 cm, gemessen an der Achse der Turbine, folgende Zahlen für die effektive KW/St.:

Bei voller Belastung . .	1500 KW	7,17 kg/KW/St.	5,27 kg/EPS/St.	4,51 kg/PSi/St.
Bei dreiviertel Belastung	1125 „	7,89 „	5,80 „	4,96 „
Bei halber Belastung . .	750 „	9,07 „	6,67 „	5,70 „

Zur Berechnung der indizierten Pferdestärke ist ein Gesamtwirkungsgrad von Turbine und Generator von 0,855 zu Grunde gelegt worden.

III.

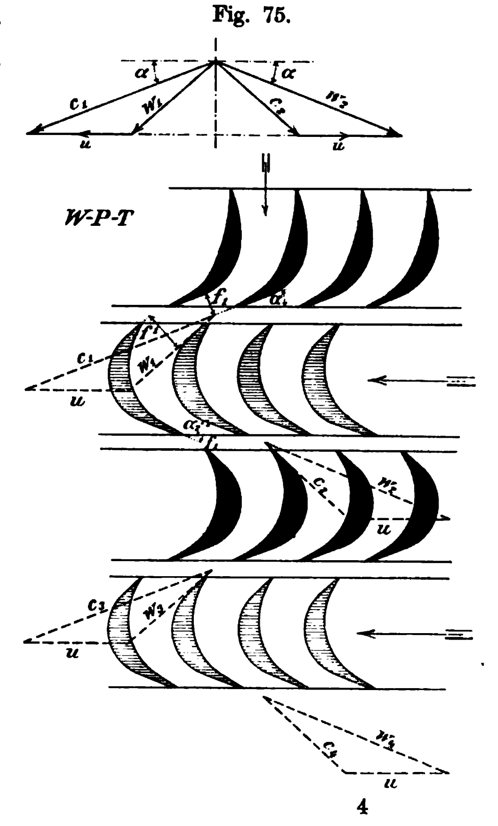
Die Westinghouse-Parsons-Turbine.

Die Westinghouse-Parsons-Turbine ist eine achsiale, vollbeaufschlagte, vielstufige Überdruckturbine. Sie wird von der Westinghouse Machine Company in East Pittsburgh, Pa., hergestellt, die das Recht, die Turbine zu bauen, bereits 1895 für die Vereinigten Staaten und Kanada erwarb und im Jahre 1898 mit den ersten Turbinen auf dem Markt erschien.

Wirkungsweise des Dampfes in der Turbine.

Die Expansion des Dampfes und damit auch seine Geschwindigkeitsvermehrung findet, gemäß dem Wesen der Überdruckturbine, sowohl im Leitrad wie im Laufrad statt, oder anders ausgedrückt: es wirken in dieser Turbine nicht bloß die Leiträder düsenartig zur Erzeugung der absoluten Dampfgeschwindigkeit, sondern es findet auch in den Laufrädern selbst noch ein weiteres Umsetzen von Spannungsenergie in Strömungsenergie, d. h. eine Erhöhung der relativen Dampfgeschwindigkeit, also auch infolge davon eine Arbeitsübertragung an das Laufrad durch Rückdruck statt, außer derjenigen, die schon durch die Beaufschlagung des Laufrades durch den aus dem Leitrad austretenden Dampfstrahl hervorgerufen wird.

Fig. 75.



Ähnlich wie also im Leitrad die absolute Dampfgeschwindigkeit zunimmt — zur Erzeugung der Ausströmgeschwindigkeit —, so nimmt im Laufrad die relative Dampfgeschwindigkeit zu, wobei durch die Geschwindigkeitszunahme ein Rückdruck auf das Laufrad hervorgerufen wird.

Fig. 75 zeigt den geschilderten Vorgang. Mit der absoluten Geschwindigkeit c_1 verläßt der Dampf die Zellen des ersten vollbeaufschlagten Leitrades. Nach stoßfreiem Eintritt in das erste Laufrad strömt er mit der relativen Geschwindigkeit w_1 an der Laufschaufel entlang. Der in der Laufrad-

zelle vorhandene Dampfüberdruck bewirkt eine Geschwindigkeitszunahme innerhalb der Radzelle von w_1 beim Eintritt auf w_2 beim Austritt aus dem Laufrad. Aus w_2 und der Radumfangsgeschwindigkeit u folgt alsdann die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2, die zugleich die Eintrittsgeschwindigkeit für das nächste Leitrad vorstellt. c_2 wächst im nächsten Leitrad auf c_3 an, u. s. w. Die Dreiecke des Geschwindigkeitsplanes lassen diese Verhältnisse ebenfalls erkennen.

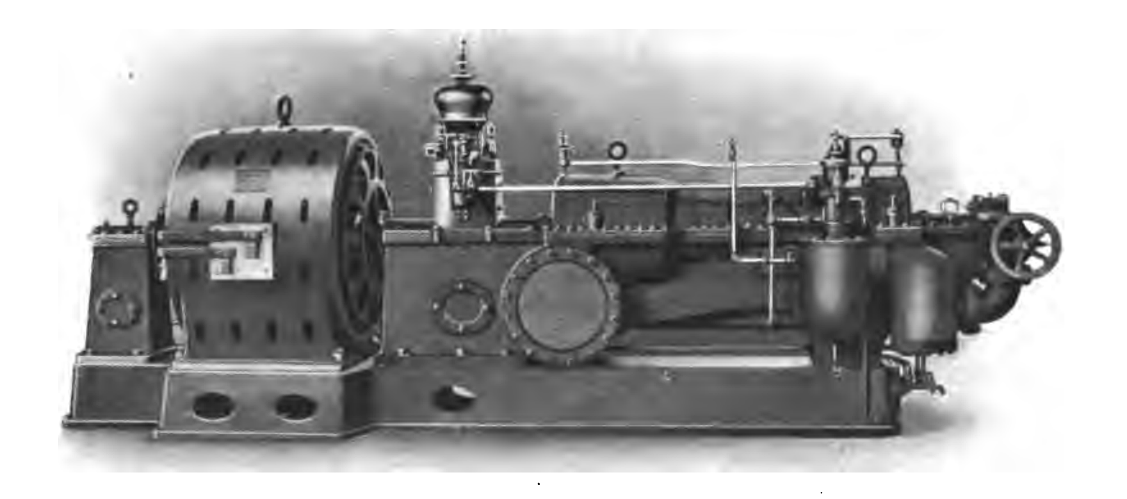
Hiernach führt der Dampf von seinem Eintritt in das erste Leitrad bis zu seinem Austritt aus dem letzten Laufrad der Turbine eine ununterbrochene Expansion aus. Das Gesamtgefälle des Dampfes, vorgestellt durch seine Anfangsspannung beim Eintritt in die Turbine, wird demnach durch die einzelnen hintereinander geschalteten Turbinenräderpaare in ebensoviele Einzelstufen zerlegt, und diese werden einzeln nutzbar gemacht. In dieser vielstufigen Unterteilung des Gefälles ist, wie bekannt, die eigentliche Ursache des heutigen Erfolges der Dampfturbine zu suchen.

Die nächste Folge der Expansion des Dampfes im Lautrad ist, daß zu dessen beiden Seiten verschieden große Dampfdrücke herrschen, wodurch die ganze Turbine einen Achsialschub in Richtung des Dampfstromes erfährt, der durch besondere Hilfsmittel aufgehoben werden muß.

Bauart und Einzelheiten.

Die Westinghouse-Parsons-Turbine ist im ganzen den europäischen Ausführungen der Parsons-Turbine ähnlich. Fig. 76 und Fig. 77 geben Außenansichten einer 400 KW-Turbine wieder. Fig. 78[1]) zeigt einen schematischen Längsschnitt durch eine Turbine, deren Außenansicht durch Fig. 79 dargestellt wird. Die Hauptteile der Turbine sind die Räderwalze,


Fig. 76.

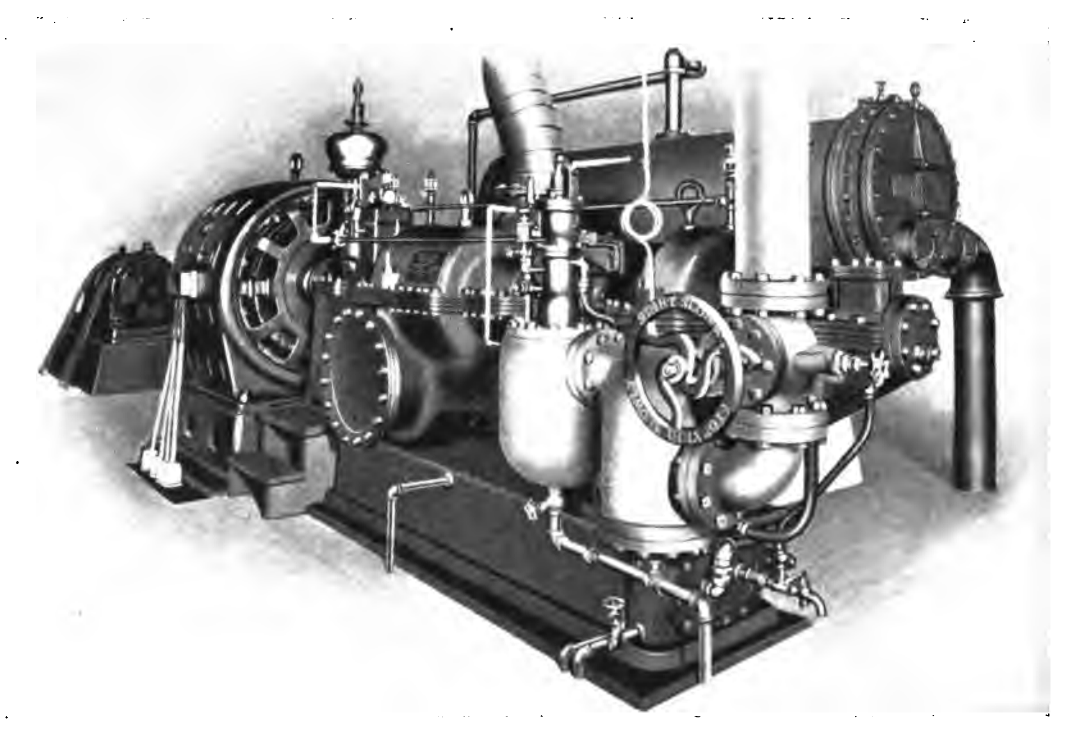


S_1 S_2 S_3, Fig. 78 und Fig. 80, und das diese umschließende Gehäuse. Die erstere besteht aus einer Anzahl von abgestuften Trommeln aus Stahlguß, die auf die Turbinenwelle aufgeschoben werden. Die stufenweise Vergrößerung der Trommeldurchmesser ist mit Rücksicht auf die Zunahme des Dampfvolumens bei der Expansion in der Turbine notwendig.

[1]) Nach Hodgkinson, Transactions etc. 1904, S. 716: Some theoretical and practical considerations in steam turbine work. S. a. C. Feldmann, Z. 1904, S. 1440.

Die Trommelumfänge sind mit der Welle durch Armsterne aus Stahlguß verbunden. In die zylindrischen Mäntel der Trommeln sind schwach schwalbenschwanzförmige Nuten eingedreht, in denen die Schaufeln befestigt werden. Die Schaufeln werden aus gezogenen Profilstäben aus hartem Deltametall hergestellt mit dem Querschnitt, den das Schaufelprofil verlangt, s. Fig. 75. Sie werden auf die erforderliche Länge abgeschnitten und an der Wurzel, soweit diese in die Schwalbenschwanznut hineinreicht, mit Einkerbungen versehen. Zwischen

Fig. 77.



zwei Schaufeln wird in die Nut ein aus weicherem Deltametall bestehendes Zwischenstück von der Profilform der Radzelle eingebracht, das den Zweck hat, Abstand und Stellung der Schaufeln in der Nut zu sichern. Die Zwischenstücke werden ebenfalls von Profilstäben abgeschnitten. Die Ringnut im Trommelumfang wird nun mit Schaufeln und Zwischenstücken ausgefüllt. Durch Treiben und Verstemmen werden alsdann die weicheren Zwischenstücke in der Schwalbenschwanznut nach allen Seiten festgeklemmt, so daß auch die Schaufeln durch ihre Kerben selbst in der Nut unverrückbar festgehalten werden[1]). Die Zahl der Schaufeln ist, wie bekannt, sehr groß. Hodgkinson[2]) gibt z. B. ihre Zahl für eine 300 KW-Turbine zu insgesamt 31 073 an, von denen 16 095 den Laufrädern und 14 978 den Leiträdern angehören. Die Länge der Schaufeln nimmt wegen des erforderlichen Durchflußquerschnittes in den Stufen der Turbine zu, Fig. 78. Sehr lange Schaufeln werden daher in der Nähe ihres äußeren Umfangs mit Hilfe eines verlöteten Kranzes, der in die Schaufeln selbst eingreift, versteift.

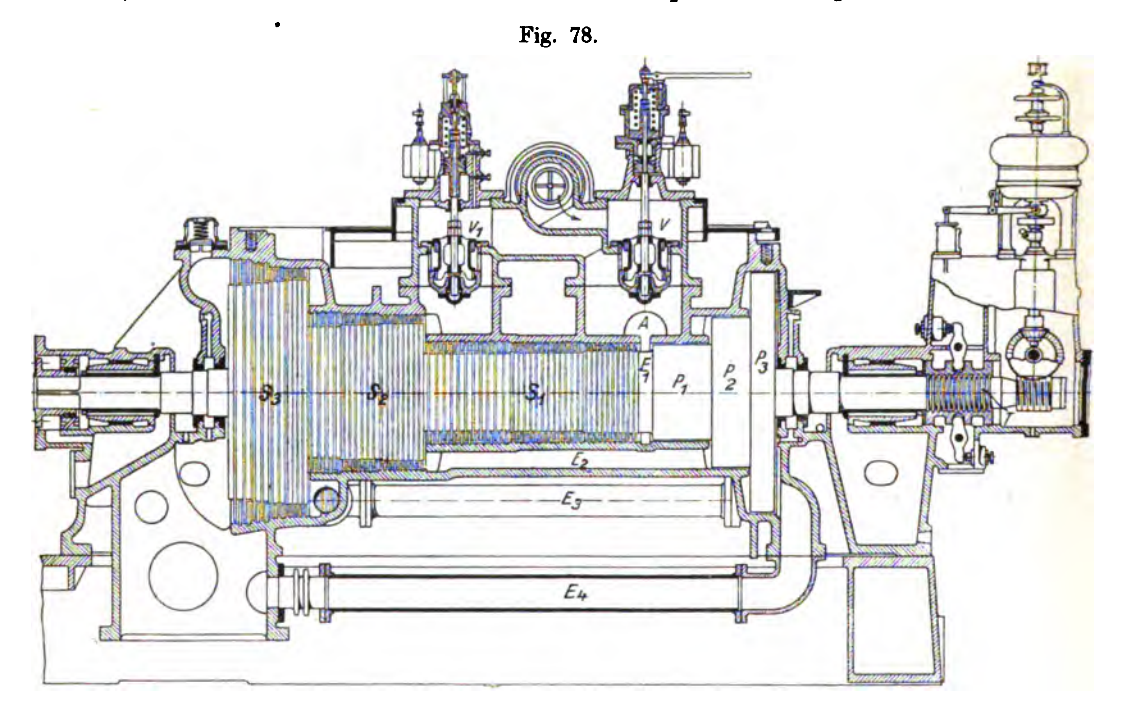
Die Zahl der Hauptabstufungen in den Trommeldurchmessern beträgt bei kleineren Turbinen in der Regel drei, S_1, S_2 und S_3, Fig. 78, und bei größeren entsprechend mehr.

[1]) Eine Skizze der geschilderten Befestigungsweise für die europäischen Parsons-Turbinen findet sich in dem Aufsatz von Troske: Das Dampfturbinenkraftwerk von St. Ouen, Z. 1905, S. 571.

[2]) Steam-Turbines. By Francis Hodgkinson S. 32.

Innerhalb einer Hauptstufe sind jedoch noch mehrfache gruppenweise Abstufungen in den Trommeldurchmessern bezw. Schaufellängen angeordnet. Genau genommen müßte die Schaufellänge von Rad zu Rad stetig zunehmen. Dies ist jedoch bei der großen Zahl von Einzelrädern nicht durchführbar und man wählt daher anstatt der stetig veränderlichen eine gruppenweise unveränderliche Schaufellänge bei gleichbleibendem Trommeldurchmesser, so daß bei demselben Schaufelprofil die Durchflußgeschwindigkeit des Dampfes entsprechend zunehmen muß. Die Änderung der Trommeldurchmesser erfolgt ebenfalls sprungweise für die einzelnen Gruppen. In Fig. 78 erkennen wir in der 1. und 2. Hauptstufe S_1 bezw. S_2 je drei Gruppen, in der 3. Hauptstufe S_3 vier Gruppen von Abstufungen der Schaufellängen bezw. Trommeldurchmesser. Ähnliches ist in Fig. 81, die eine 400 KW-Turbine darstellt, der Fall. Die Zahl der Laufräder in den Hauptstufen beträgt dort 31, 12 und 15.

Fig. 78.



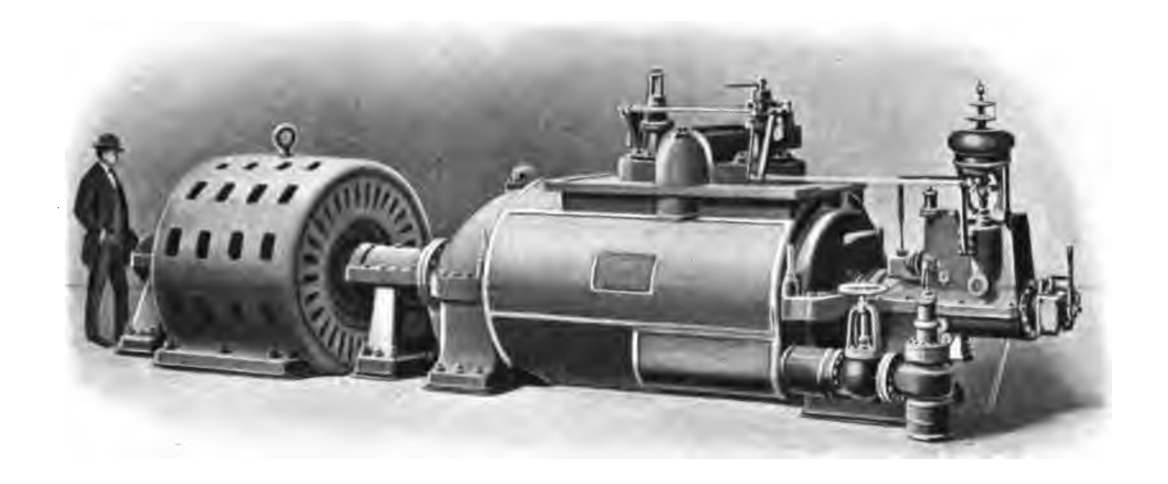
Um den Achsialschub aufzuheben, der infolge der Expansion des Dampfes in den Laufrädern die ganze Rädertrommel in der Richtung des strömenden Dampfes zu verschieben sucht, sind, entsprechend den drei Hauptstufen der Trommel, drei Ausgleichkolben P_1, P_2 und P_3 vorgesehen, die sich mit dieser drehen. Die Achsialdrücke auf die erste Stufe S_1 und den Kolben P_1 heben sich in dem ringförmigen Raum E_1 unmittelbar auf. Diejenigen auf die zweite Stufe S_2 werden durch den im Gehäusemantel befindlichen Kanal E_2 auf den zweiten Entlastungskolben P_2 übertragen und in ähnlicher Weise werden die Achsialdrücke auf S_3 durch P_3 mittels des außerhalb des Gehäuses liegenden Rohres E_3 ausgeglichen. Die Kolben P_1, P_2 und P_3 besitzen keine glatten Umfänge, wie die Fig. 78 andeutet, sondern sind mit Ringnuten auf den Mantelflächen versehen. In diese greifen entsprechende ringförmige Erhöhungen ein, die in das Gehäuse eingesetzt sind, so daß eine Labyrinthdichtung entsteht. Eine solche ist naturgemäß nicht vollkommen dicht; doch scheinen die Dampfverluste geringer zu sein, als man auf den ersten Blick anzunehmen geneigt ist. Offenbar ist bei der Wirkung dieser Labyrinthdichtung auch die erhebliche Geschwindigkeit der Trommelumfänge sowie die Fliehkraft von Einfluß, die auch auf die durch den Labyrinthspalt tretenden Dampf-

teilchen wirkt. Außerdem wird der an den Kolbenumfängen austretende Dampf durch die Ausgleichrohre E_2 und E_3 teilweise wieder auf die Turbine geleitet, ist also nicht ganz verloren. Der am Kolbenumfang von P_3 entweichende Dampf geht durch das Rohr E_4 nach dem Kondensator. Die außerhalb des Gehäuses liegenden Rohre E_3 und E_4 sind bei erheblicher Länge mit sogenannten Expansionsgelenken oder Stopfbüchsen versehen, damit sie den Längenänderungen infolge von Temperatureinflüssen ungehindert folgen können. Neben den Ausgleichkolben werden wir später ein weiteres Hilfsmittel, den Achsialschub aufzuheben, kennen lernen.

Das Gehäuse besteht aus Gußeisen. Es ist durch einen wagrechten Achsialschnitt in Deckel und Unterteil geteilt. Nach Abheben des ersteren kann die ganze Räderwalze besichtigt und samt der Welle aus den Lagern gehoben werden. Die Trennungsfläche beider Teile wird genau bearbeitet, so daß sie ohne Dichtungseinlage wieder verbunden werden



Fig. 79.

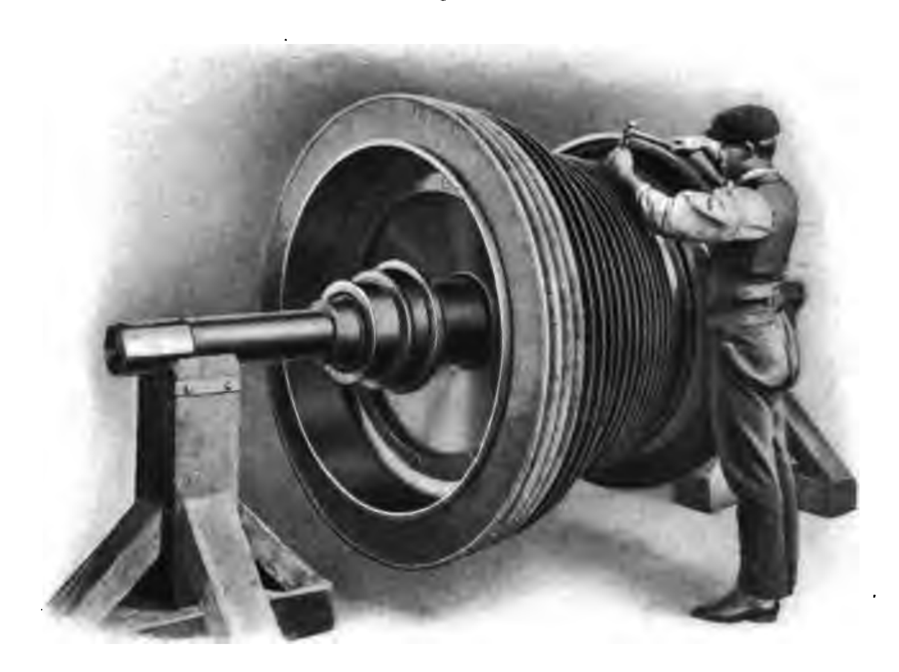


können. Dies geschieht mit Hilfe kräftiger Schraubenbolzen von enger Teilung. Das Ausbohren des Gehäuses erfolgt naturgemäß bei verschraubtem Deckel und Unterteil. Zur Aufnahme der Leitschaufeln werden in den Gehäusemantel ebenfalls schwalbenschwanzförmige Ringnuten eingedreht, ähnlich denen in den Trommeln der Räderwalze. Auch die Befestigung der nach innen in den Gehäuseraum und zwischen die Laufradkränze hineinragenden Leitschaufeln erfolgt in ähnlicher Weise, wie diejenige der Laufschaufeln, durch eine Art Verstemmprozeß. Die zunächst der Trennungsfuge liegenden Leitschaufeln in Deckel und Unterteil, in Fig. 81 in dem abgehobenen Deckel sichtbar, werden nicht in Form von Schaufeln ausgeführt, sondern sie bestehen aus kräftigen Bronzestücken, die fest in die Schwalbenschwanznuten eingesetzt sind; diese Ausführung ist notwendig, schon um auf beiden Enden einer Leitkranzhälfte die erforderlichen Festpunkte für das Verstemmen der Füllstücke zwischen den Leitschaufeln zu bekommen.

Die lichten Abstände zwischen zwei aufeinander folgenden Leit- und Laufrädern betragen bei den kurzen Schaufeln in der Nähe des Dampfeintritts rd. 3 mm; sie wachsen mit zunehmender Schaufellänge gegen den Auslaß hin und erreichen bei den langen Schaufeln der großen Räder einen Betrag von 12—25 mm. Diese großen Spielräume sind mit Rück-

sicht auf die Dampfverluste unbedenklich, weil der Dampf den ganzen ringförmigen Raum zwischen Gehäusemantel und Rädertrommel (s. Fig. 78) vollständig ausfüllt; man wird sie jedoch so klein als zulässig wählen, um die Länge der Turbine nicht unnötig zu vermehren. Die reichlichen achsialen Abstände ermöglichen auch, daß eine ungleich große Längsdehnung von Trommel und Gehäuse ohne Schaden für die Schaufeln eintreten kann.

Fig. 80.



Eine solche wird allerdings in erheblichem Maße kaum zu befürchten sein, da in den einzelnen Stufen der Expansion, also in den achsial aufeinander folgenden Punkten der Turbine zwar die Temperatur verschieden ist, aber Gehäuse und Trommel doch stets annähernd dieselbe mittlere Temperatur annehmen werden. Reichliche achsiale Spielräume erleichtern auch das Abheben und Wiederaufsetzen des Deckels, wie das Herausnehmen und Einlegen der Räderwalze samt Welle ohne Anstreifen der Laufschaufeln an die Leitschaufeln. Als Führung des Deckels beim Abnehmen und Aufsetzen dienen vier lange Stifte, die in die Flansche des Gehäuseunterteils eingeschraubt sind (s. Fig. 76, 77, 79 und 81), und in entsprechende Löcher der Flansche des Oberteils passen.

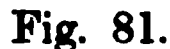
Die radialen Spielräume zwischen Trommel und Gehäuse verursachen Dampfverluste. Sie sind deshalb so klein als möglich zu bemessen, derart, daß bei betriebswarmer Turbine mit Sicherheit ein Anstreifen der Schaufeln an der Gehäusewand ausgeschlossen ist.

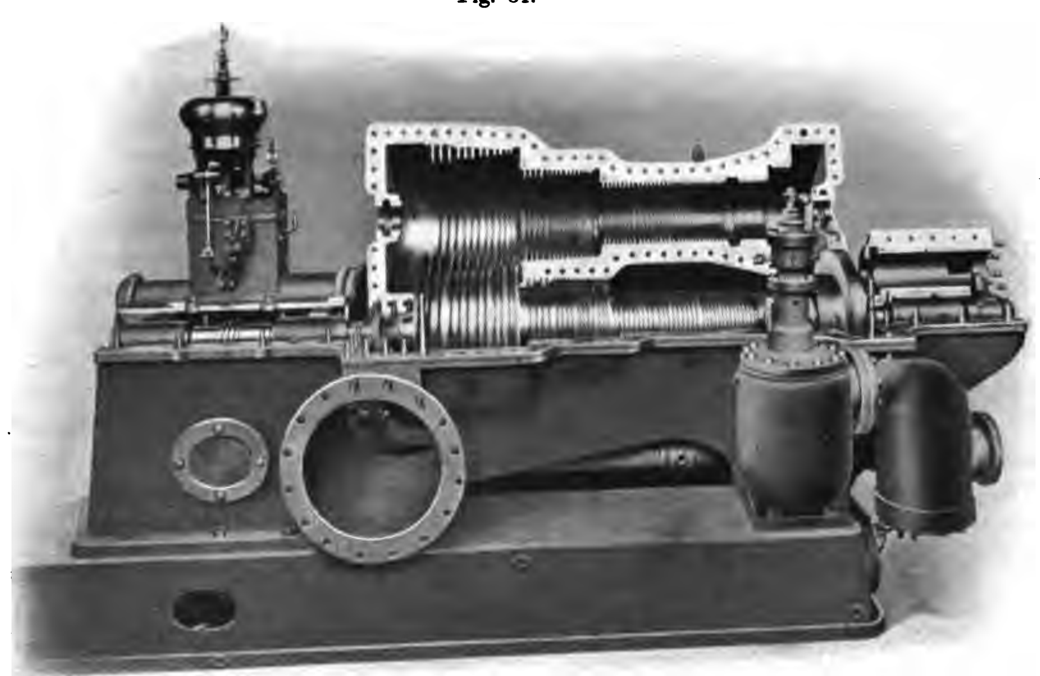
Die beiden radialen Spielräume und die durch sie gebildeten inneren und äußeren Ringspalten verhalten sich in ihrer Wirkung auf den Dampfverlust verschieden. Der Dampf, der durch den inneren Ringspalt zwischen Leitschaufelstirnfläche und Mantel der Trommel tritt, wird nicht vollständig als Verlust zu betrachten sein, da er ja durch die Laufräder, allerdings unter Umgehung der Leiträder, strömt, also sich dort an der Arbeitsleistung beteiligt; der Dampf, der durch den äußeren Ringspalt zwischen Laufschaufelstirnfläche und Mantel des Gehäuses zu entweichen sucht, findet in den gekrümmten Leitschaufeln Wider-

stände und steht zudem noch unter dem Einfluß der Fliehkraft des Dampfes der Laufräder, die das Entweichen jedenfalls nicht begünstigt.

Das Auspuffende des Gehäuses ist mit der Grundplatte fest verschraubt, während sich das Ende an der Hochdruckseite auf den Arbeitsflächen der Grundplatte zum Zweck der freien Ausdehnung verschieben kann.

Die *Stahlwelle*, auf welche die Rädertrommeln der Turbine mit ihren Armsternen aufgeschoben werden, läuft in zwei Lagern. Sie ist mit der Welle des Stromerzeugers durch eine Muffenkupplung verbunden. Bei Turbinen mäßiger Größe mit verhältnismäßig hohen Umlaufzahlen bestehen die Lager aus einer Anzahl lose, mit geringem Spiel ineinander gesteckter Büchsen, zwischen die das Schmieröl unter niederem Druck gepreßt wird. Die so entstehende dünne Ölschicht bildet eine Art nachgiebiger Lagerung, die zugleich etwaige Erzitterungen der Welle wirksam abdämpft und außerdem dieser die Möglichkeit wahrt, sich beim Umlaufen auf ihre wirkliche Schwerpunktsachse einstellen zu können. Die Laufflächen der Lagerschalen sind reichlich bemessen. Infolgedessen ist der Lagerdruck gering, so daß eine Schmierung


Fig. 81.



unter hohem Druck, wie bei der Curtis-Turbine, nicht notwendig ist. Bei den großen Turbinen mit verhältnismäßig niederen Umlaufzahlen fällt die Rücksicht auf die selbsttätige Einstellung der Welle auf ihre freie Schwerpunktsachse weg, und es sind daher an Stelle der mehrfachen Büchsenlager die üblichen Kugelschalenlager angewandt. Ein drittes Lager, in der Regel an der Stirnseite der Turbine, ist als Kammlager ausgebildet. Es dient in der Hauptsache zur Einstellung und Aufrechterhaltung der achsialen Spielräume zwischen den Leit- und Laufrädern, sowie derjenigen in den Labyrinthdichtungen der Entlastungskolben und Stopfbüchsen. In Fig. 78 ist diese Einstellung dadurch ermöglicht, daß die obere und untere Lagerschale mit Hilfe der kurzen doppelarmigen Hebel und Stellschrauben in entgegengesetzter Richtung verschoben werden können, wodurch die Kämme des Zapfens zum Anliegen kommen. Außerdem hindert der Kammzapfen eine etwaige Neigung der Welle zum Hin- und Her-

pendeln bei nicht vollständiger Aufhebung des Achsialdruckes bezw. bei eintretenden Druckschwankungen. Bei der Art der Dampfzuführung, die bekanntlich nicht in ununterbrochenem Dampfstrom, sondern in einzelnen Ladungen erfolgt, ist die Möglichkeit vorhanden, daß die Herstellung des Druckausgleichs zwischen den einzelnen Hauptstufen und den Entlastungskolben sich nicht genau zur gleichen Zeit vollzieht, so daß eine Neigung der Welle zum Pendeln hervorgerufen werden kann, auch wenn die Änderung des Dampfdrucks durch die ganze Turbine hindurch und in den Ausgleichrohren E_2 und E_3 in sehr kurzer Zeit geschieht. Die Einrichtung des Kammlagers ähnelt in der Hauptsache der auch in Europa ausgeführten Konstruktion.

An den beiden Stellen, wo die Welle das Turbinengehäuse durchdringt, sind Stopfbüchsen angeordnet, s. Fig. 78. Sie bestehen aus einem ringförmig den Wellenhals umschließenden Hohlraum, dem Wasser zugeführt wird zum Zweck des Abdichtens gegen austretenden Dampf bei Auspuffbetrieb bezw. Eindringens von Luft beim Arbeiten mit Kondensation. Das Dichten des Hohlraumes nach innen und außen erfolgt wiederum durch eine Labyrinthdichtung, die durch kammartige Eindrehungen im Hals der Welle und entsprechende zweiteilige Ringe im Gehäuse der Turbine gebildet wird. Das als Sperrflüssigkeit dienende Wasser fließt bei der Stopfbüchse auf der Hochdruckseite der Turbine durch das Verbindungsrohr E_4, bei der zweiten Stopfbüchse aber unmittelbar in das Überströmrohr nach dem Kondensator ab. Die in Europa gebauten Parsons-Turbinen laufen, wie bekannt, mit Stopfbüchsen, die durch den Abdampf des Steuerapparats gedichtet werden.

Das Einströmen des Frischdampfes in die Turbine erfolgt nicht in einem ununterbrochenen Strom durch die vollbeaufschlagten Leiträder, sondern in einzelnen Ladungen, die den Füllungen der Kolbendampfmaschine zu vergleichen sind. Das Eintrittsventil V ist nach Art der entlasteten Doppelsitzventile gebaut und wird in regelmäßigen Zeitabständen geöffnet und geschlossen. Der Zeitpunkt des Abschließens wird vom Regler beeinflußt. Neben dem Eintrittsventil V ist ein zweites, manchmal ebenfalls unter der Wirkung des Reglers stehendes Ventil V_1 von ähnlicher Bauart vorhanden (s. a. Fig. 79), von dem jedoch nur in Fällen von Überlastung Gebrauch gemacht wird. Dieses läßt den Frischdampf auch unmittelbar in die zweite Hauptstufe S_2 der Turbine eintreten, wodurch ihre Leistung vergrößert wird, auch wenn dabei die erste Hauptstufe im Rückstau arbeitet. Das Überlastungsventil V_1 wird auch gebraucht, wenn mit Auspuffbetrieb anstatt mit Kondensation gearbeitet werden soll.

Regulierung.

Die Regulierung der Turbine geschieht durch einen Schwungkugelregler mit Federbelastung, Fig. 82. Ein schematisches Bild der Regelvorrichtung gibt Fig. 83. Man erkennt die beiden Hauptteile desselben:

1) Den Ventilkolben v, der auf der Spindel des Einlaßventils sitzt und dieses durch Dampfdruck von unten hebt (s. a. Fig. 78).

2) Den kleinen entlasteten Steuerkolben s, der den Ventilkolben zu steuern hat.

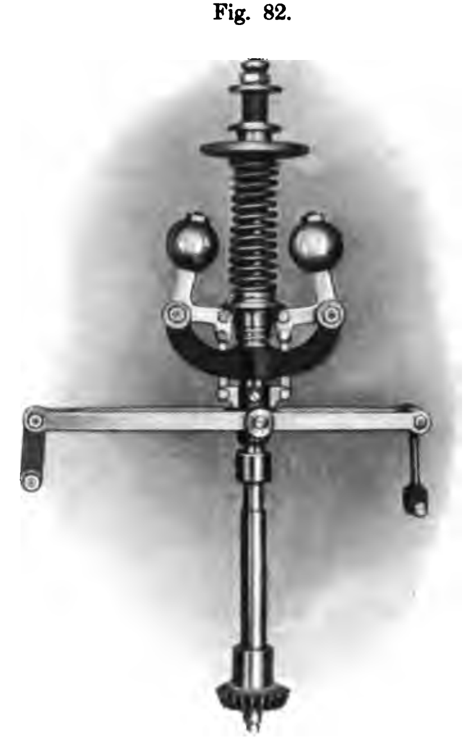
Der Steuerkolben s wird durch das in Fig. 84 dargestellte Exzenter l, dessen Stange in Fig. 83 in E angreift und das von der Turbinenwelle durch Schneckengetriebe und ein Kegelräderpaar (s. a. Fig. 78) betätigt wird, dauernd in auf- und abwärtsschwingender Bewegung erhalten, wobei für ein und dieselbe Stellung der Reglerhülse h diese letztere einen festen Drehpunkt für die Bewegungsübertragung auf den Steuerkolben bildet. A und B sind Festpunkte der Hebelanordnung am Reglergestell.

Wird durch Anheben von s der untere Zweig des Ausströmrohres o freigegeben, so ent-



weicht der Frischdampf unterhalb des Ventilkolbens v und das Eintrittsventil V schließt sich durch den von oben wirkenden Federdruck. Geht der Steuerkolben wieder in seine alte Lage zurück, so hebt der unter den Ventilkolben tretende Frischdampf das Eintrittsventil V und der Dampf strömt in die Turbine ein.

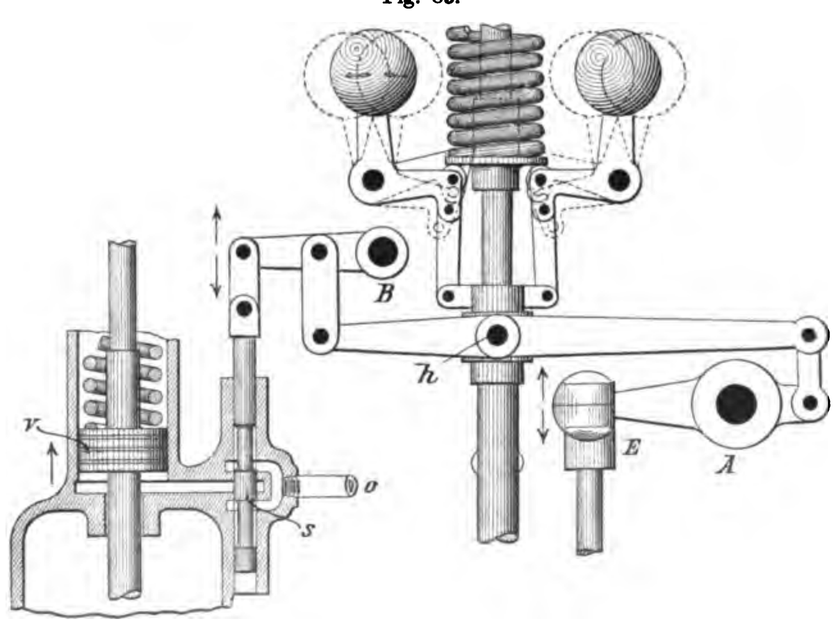
Fig. 82.



Bei Belastungsänderungen wird nun, wie aus Fig. 83 hervorgeht, die ganze Schwingungsbahn des Steuerkolbens s vom Regler gehoben bezw. gesenkt. Bei Entlastung der Turbine, also steigender Reglerhülse h, hebt sich z. B. gemäß der dargestellten Hebelanordnung die Schwingungsbahn von s. Die abschließende Kante des Steuerkolbens, Fig. 85, gelangt infolgedessen nur noch bis a' als tiefster Stellung. Damit wird die Zeit verkürzt, während welcher s das Ausströmrohr o abgeschlossen ist, also auch die Zeit, während welcher der Ventilkolben v gehoben, d. h. das Eintrittsventil V geöffnet ist. Die Verkürzung der Zeit des Abschlusses von s ersieht man ganz deutlich an den kürzeren Wegstrecken für Auf- und Niedergang unterhalb der Schlußkante 1—2, die für die Schwingung des Steuerkolbens s durch die Pfeile angegeben sind.

Wird die Schwingungsbahn von s bei Mehrbelastung der Turbine gesenkt, so wird damit die Zeit verlängert, während welcher s abgeschlossen hat — wie die —·—·—·— Lage a'' der abschließenden Kante des Steuerkolbens s andeutet —, also auch die Zeit des Offenseins des Einlaßventils. Die Zeit von einem Schluß des Steuerventils bis zum nächsten

Fig. 83.



bleibt bei unveränderter Belastung bezw. Umlaufzahl der Turbine immer dieselbe, Fig. 86, was auch unmittelbar aus dem geometrischen Zusammenhang zwischen Turbinenwelle und Steuerkolben hervorgeht; ebenso naturgemäß die Zeit, die von Öffnen bis Öffnen des Einlaßventils verstreicht; d. h. die Zahl der Ladungen bleibt unverändert, nur ihre Zeitdauer, also die Zeit des Einströmens, wird bei sich ändernder Belastung der neuen Leistung dadurch angepaßt, daß, wie aus den Pfeilen der Fig. 85 ersichtlich ist, die Zeit des Abgeschlossenseins von *s* bei höher liegender Bahn kürzer ist als bei tiefer liegender. Bei kleineren Belastungen erfolgen also kürzere, bei größeren längere Ladungen.

Fig. 84.



Das Verhalten von Steuerkolben und Eintrittsventil läßt sich also kurz so kennzeichnen: Je kürzere (längere) Zeit *s* das Ausströmrohr *o* abgeschlossen hält, desto kürzere (längere) Zeit bleibt *V* geöffnet.

Bei kurz dauernden Ladungen wird die Spannung des Dampfes im Einlaßraum der Turbine vom Schluß des Einlaßventils bis zu seiner nächsten Eröffnung tiefer heruntersinken als bei lang dauernden, wo die nächste Eröffnung des Eintrittsventils *V* fast unmittelbar wieder auf dessen Abschluß folgt. Eine sehr kurz dauernde Ladung wird auch nicht den vollen Druck hinter dem Einlaßventil aufkommen lassen. Bei voller Belastung dagegen bleibt das Eintrittsventil nur einen kurzen Augenblick auf seinem Sitz, und der volle Dampfdruck wird in der Turbine erreicht. Die Schwankungen des Dampfdrucks hinter dem Einlaßventil werden demnach nach Fig. 86. aussehen. Man erkennt an diesen Druckkurven, die für zwei verschiedene Belastungen gelten:

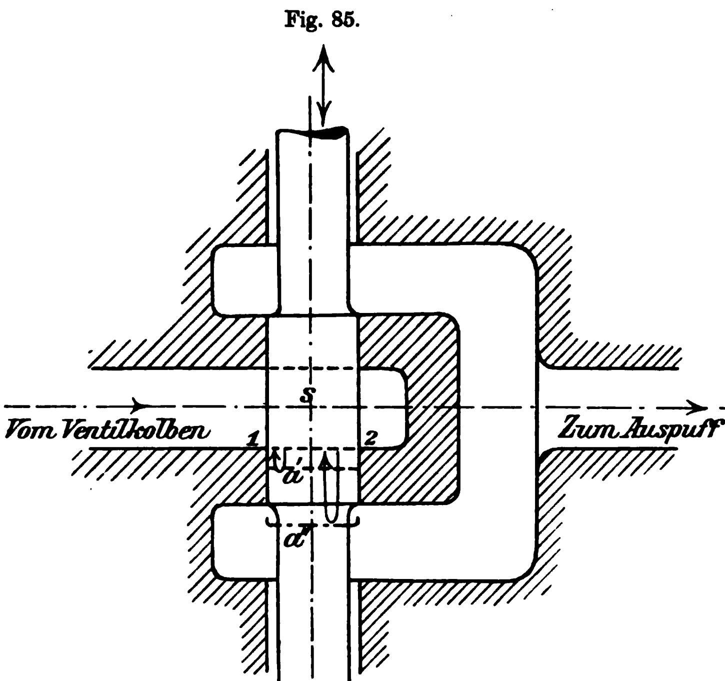
a) die gleich großen Zeiträume zwischen zwei Öffnungspunkten;

b) die gleich großen Zeiträume zwischen zwei Schlußpunkten bei ein und derselben Belastung;

c) die Verkürzung der Zeit des Offenseins von V, also der Ladung, bei abnehmender Belastung;

d) die Verminderung der mittleren durchschnittlichen Dampfspannung bei abnehmender Belastung.

Fig. 85.



Die Vorteile dieser unterbrochenen Dampfzuführung sind:

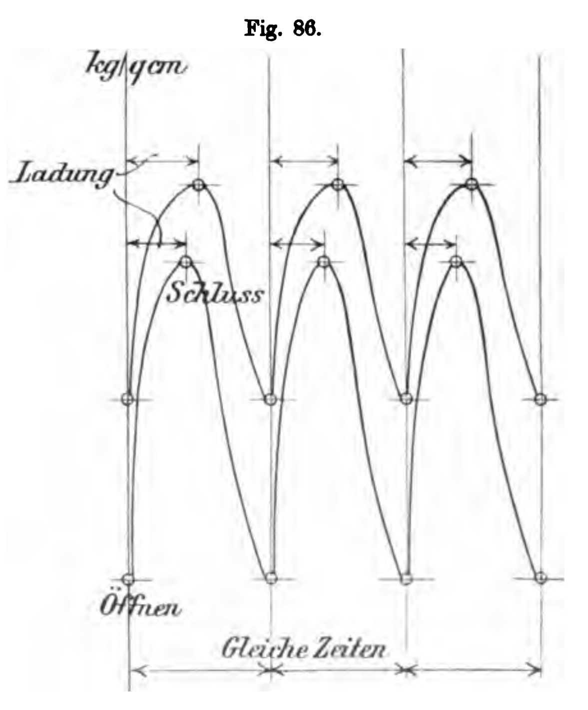
1. Die Turbine kann auch bei kleineren Belastungen mit Dampf von nahezu dem vollen Kesseldruck arbeiten; ein Abdrosseln des Dampfes wird also in der Hauptsache vermieden.

2. Das Einlaßventil ist in ständiger Bewegung und die Gefahr des Festsetzens, die bei langem Verweilen in einer und derselben Lage eintreten kann, ist vermieden.

3. Da die Kraft zur Bewegung des Steuerkolbens und seiner Hebel über die Reglerhülse geleitet wird, Fig. 83, so wird bei jeder Schwingung der Hebel auch der ganze Geschwindigkeitsmesser mit allen seinen Gelenken um einen geringen Betrag hin- und hergeschoben werden, d. h. „zucken“, so daß der Regler bei einem Eingreifen in den Gang der Turbine niemals erst die Reibung der Ruhe zu überwinden hat.

4. Der Regler hat nur den vollständig entlasteten Steuerkolben zu verstellen, was einen geringen Kraftaufwand erfordert.

Fig. 86.



Nach dem obigen dient der untere Zweig des Ausströmrohres o in Fig. 83 zum Abführen des Dampfes unter dem Steuerkolben hindurch bei normaler Betriebsweise. Aber auch von dem oberen Zweig des Rohres o wird Gebrauch gemacht, und zwar in zwei wichtigen Fällen. Falls die Turbine längere Zeit ausnahmsweise stark belastet wird, wie bei einem kurz geschlossenen Stromkreis, so hat dies zur Folge, daß die Umlaufzahl und damit die Reglerhülse auch tiefer heruntergeht als bei den gewöhnlichen Geschwindigkeitsabnahmen, die im normalen Betrieb vor-

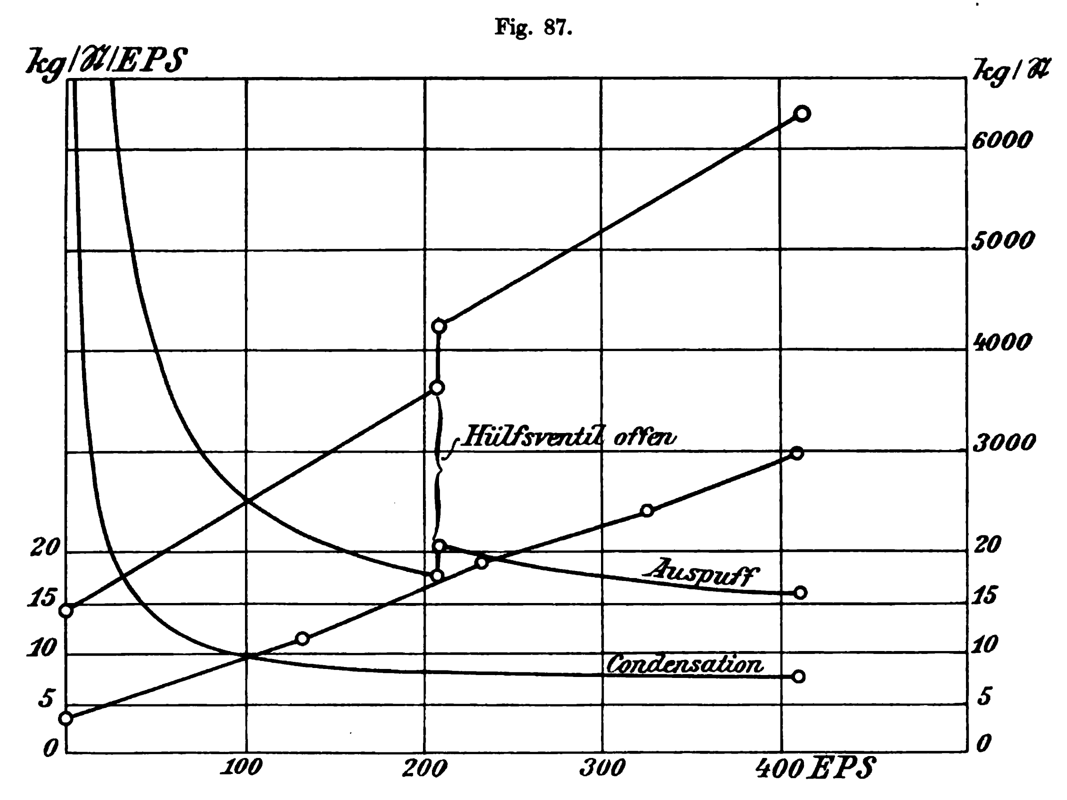
kommen. Infolgedessen sinkt auch der Steuerkolben *s* ausnahmsweise tief unter seine gewöhnlichen Lagen und gibt damit den oberen Zweig des Ausströmrohres *o* dauernd frei, worauf der Frischdampfeintritt in die Turbine sofort abgesperrt und die letztere stillgesetzt wird. Der Steuerapparat der Turbine wirkt also in diesem Fall auf eine Begrenzung der größten Belastung der Turbine. Bricht ferner irgend ein Teil des Reglerantriebes, so bebeginnen die Schwungmassen, die nicht mehr in festem, geometrischem Zusammenhang mit der Turbinenwelle stehen, sich langsamer zu drehen. Es erfolgt ebenfalls ein Sinken des Steuerkolbens unter seine normalen Lagen, d. h. ein Öffnen des oberen Zweiges des Abströmrohres und damit ein Absperren des Frischdampfes, ehe ein größerer Schaden angerichtet wird.

Die Umlaufzahl der Turbine kann während des Ganges durch entsprechendes Spannen der Reglerfeder geändert werden, was insbesondere beim Parallelschalten von Wechselstrommaschinen von Wert ist.

Dampfverbrauch und ausgeführte Anlagen.

Die Schaulinien der Fig. 87 zeigen die Dampfverbrauchskurven einer der drei 300 KW-Turbinen, die in den Werken der Westinghouse-Luftbremsengesellschaft in Wilmerding, Pa.,

Fig. 87.



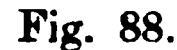
seit 1899 im Betrieb sind, Fig. 88. An anderer Stelle wird übrigens die Leistung dieser Turbinen zu 400 KW angegeben. Die Ergebnisse der angestellten Versuche sind folgende:

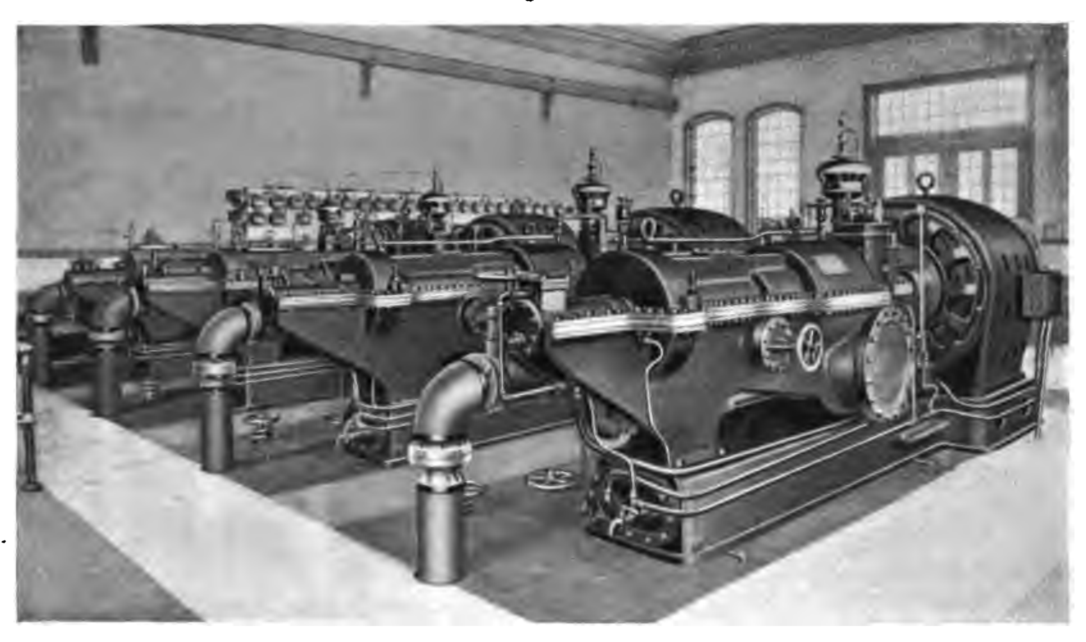
Dampfverbrauch für 1 elektr. PS/St.

Vollbelastung . .	= 400 EPS	= 300 KW	= 7,45 kg
$^3/_4$-Belastung . .	= 300 „	= 225 „	= 7,72 „
$^1/_2$-Belastung . .	= 200 „	= 150 „	= 8,26 „
$^1/_4$-Belastung . . .	= 100	75 „	= 9,98 „



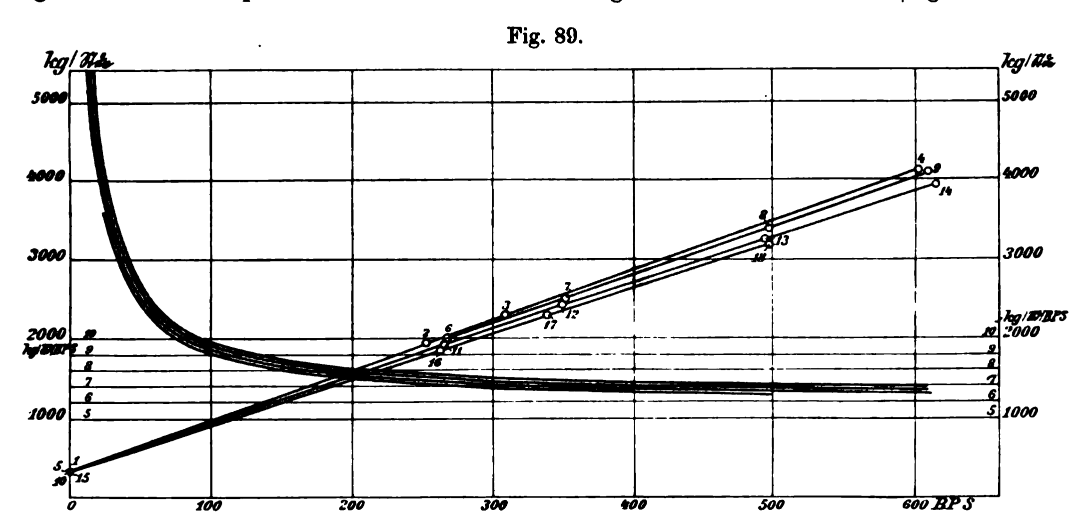
Die Luftleere betrug dabei 66 bis 68,5 cm Quecksilbersäule, die Umlaufzahl 3600 in der Min., die Dampfspannung 8,8 kg qcm. Der Berichterstatter, Francis Hodgkinson, bemerkt dazu, daß ein Dampfverbrauch von 7,45 kg/EPS/St. bei dieser verhältnismäßig kleinen Leistung


Fig. 88.



an sich schon bemerkenswert sei, daß aber so günstige Ergebnisse, wie diejenigen bei den kleinen Belastungen, noch niemals zuvor erzielt worden seien. In runden Zahlen kann man sagen, daß der Dampfverbrauch bei halber Belastung nur um etwa 10 bis 12 % größer ist als

Fig. 89.



bei Vollbelastung. Dabei darf nicht übersehen werden, daß die gemachten Angaben sich auf die elektrische Pferdestärke beziehen. Die Versuche wurden unter den gewöhnlichen Betriebsverhältnissen angestellt. Die Kesselanlage befand sich in einiger Entfernung von den Dampfturbinen, und für Dampffeuchtigkeit wurde kein Abzug gemacht.

Der Dampfverbrauch bei Auspuffbetrieb ist, wie Fig. 87 ebenfalls zeigt, nicht so

günstig. Dies hat seinen Grund darin, daß die in Rede stehenden Turbinen in der Hauptsache für den Betrieb mit Kondensation entworfen worden waren, sodann aber allgemein in der mehrfach schon erwähnten und durch Versuche nachgewiesenen Tatsache, daß die Dampfturbine bei Auspuffbetrieb nicht sparsam arbeitet.

Aus Fig. 87 erhält man auch Aufschluß über die Wirkung des Überlastungsventils auf die Vergrößerung der Leistung, sowie über den Einfluß dieses Ventils auf den Dampfverbrauch. Bei Auspuffbetrieb und Steigerung der Leistung blieb dasselbe so lange geschlossen, bis etwa die halbe Leistung von 200 PS erreicht war. Den hiebei gemessenen Dampfverbrauch läßt der erste Teil der Kurve erkennen. Nachdem das Hilfsventil geöffnet war, stieg naturgemäß der Dampfverbrauch, im vorliegenden Fall um etwa 3 kg/EPS/St., er verminderte sich aber bei steigender Leistung wiederum langsam, betrug aber bei der Vollbelastung immer noch rd. 8 kg/EPS/St. mehr als bei Betrieb mit Kondensation.

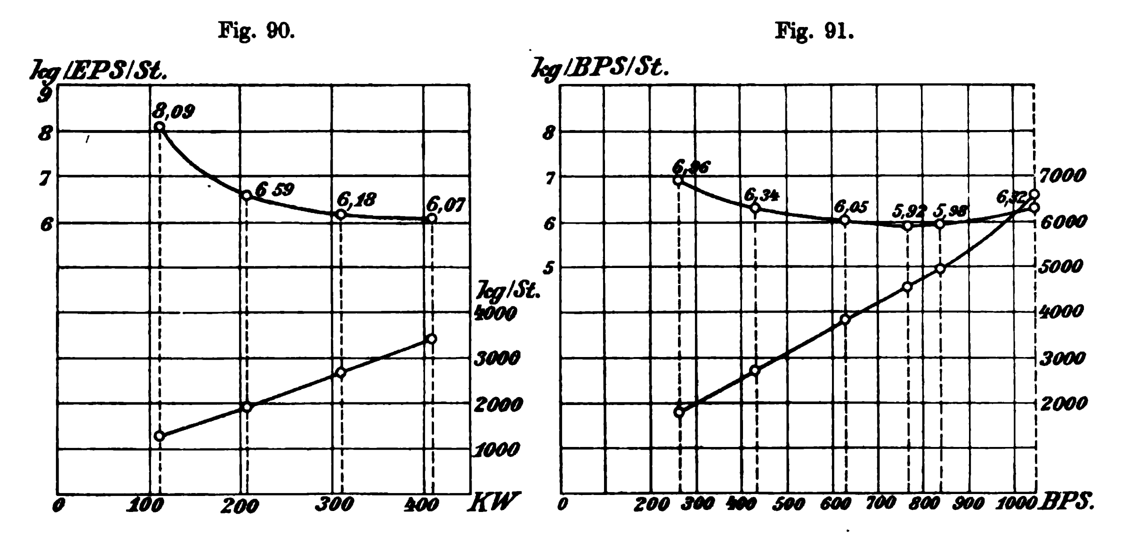


Fig. 90. Fig. 91.

Bei Betrachtung der Dampfverbrauchskurve dieser, wie der nachstehend erwähnten Dampfturbinen treten insbesondere zwei Merkmale eindrucksvoll hervor:

1. Der Dampfverbrauch schwankt innerhalb ziemlich weiter Belastungsgrenzen nur wenig;

2. die Größe der Maschineneinheit hat verhältnismäßig geringen Einfluß auf den Dampfverbrauch.

Daraus folgt, daß die Erzielung guter Ergebnisse nicht ausschließlich auf die großen Maschinenanlagen beschränkt ist, und daß auch eine unveränderliche Belastung für einen wirtschaftlichen Betrieb nicht unbedingt erforderlich ist.

Fig. 89 läßt den unter Ziffer 1 genannten Punkt deutlich hervortreten. In dieser Figur, wie in der nebenstehenden Zahlentafel sind die Ergebnisse von Versuchen an einer 400 KW-Turbine niedergelegt, die in den Werkstätten der Erbauer vor Versand angestellt wurden. Die Versuche wurden unter Bremsbelastung durchgeführt, so daß die erhaltenen Zahlenwerte auf die Bremspferdestärke bezogen sind. Die gemessene größte Belastung beträgt rd. 600 BPS. Man erkennt, daß die Kurve des Dampfverbrauchs sehr flach verläuft, indem sie von 6,57 kg/BPS/St. bei Vollbelastung zu 7,27 kg/BPS/St. bei halber Leistung ansteigt und selbst bei $^1/_4$ Belastung noch weniger als 8,5 kg/BPS/St. beträgt. Die Änderung des Gesamtdampfverbrauchs mit den entwickelten Bremspferdestärken ist aus der Figur ebenfalls zu ersehen. Die dargestellten Linien verlaufen nahezu gerade. Aus der Zahlentafel und

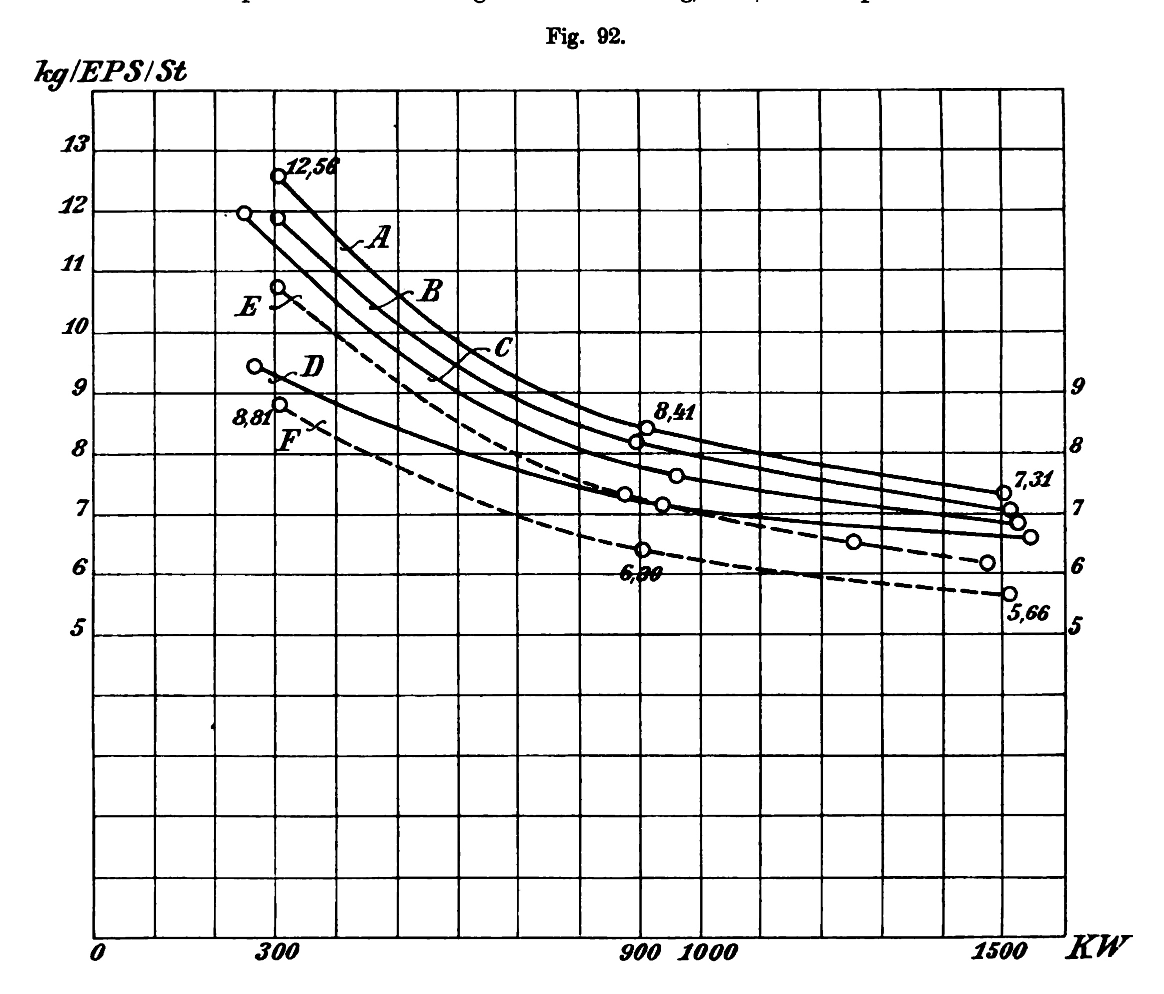
Versuche mit einer 400 KW-Turbine.

	Versuch	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	Kesseldruck Atm. .	10,41	10,34	10,34	10,67	10,48	10,48	10,41	10,48	10,44	10,55	10,90	10,41	10,51	10,76	10,55	10,55	10,41	10,67
2	Luftleere in Millimeter bezogen auf 760 mm QS.	696,0	712,2	710,0	687,3	694,7	696,0	690,9	678,2	678,2	695,2	699,5	693,4	693,4	684,3	694,7	698,5	693,4	693,4
3	Dampffeuchtigkeit in Prozent	2,3	2,3	2,35	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	Überhitzung in Grad C.	—	—	—	—	3,9	5,0	4,4	5,0	5,0	9,4	11,1	10.0	11.1	11,1	18,3	20,6	20,6	18,3
5	Umläufe in der Minute	3687	3621	3603	3615	3686	3635	3626	3637	3618	3688	3639	3625	3638	3630	3690	3630	3626	3642
6	Ges. Speisewasserverbrauch kg/St. . .	354,0	1975,0	2339,2	4185,4	327,8	2044,4	2534,3	3432,8	4169,5	311,6	1960,0	2465,3	3288,1	3986,7	303,7	1900,6	2326,5	3259,1
7	Leistung in BPS . .	—	253,5	310,3	603,2	—	267,7	352,9	495,8	610,4	—	266,7	350,8	493,8	615,5	—	263,6	338,7	496,9
8	Speisewasserverbrauch kg/BPS/St. . . .	—	7,79	7,53	6,93	—	7,63	7,18	6,92	6,83	—	7,35	7,03	6,66	6,48	—	7,21	6,87	6,56
9	Speisewasserverbrauch KW/St.	—	10,59	10,24	9,42	—	10,38	9,76	9,41	9,29	—	10,00	9,56	9,06	8,81	—	9,81	9,38	8,92
10	Speisewasserverbrauch PSi/St.	—	7,01	6,78	6,24	—	6,87	6,46	6,23	6,15	—	6,62	6,33	5,99	5,83	—	6,49	6,18	5,90

Fig. 89 kann man auch den bemerkenswerten Einfluß der Überhitzung verfolgen. Je höher die Überhitzung getrieben wird, desto geringer ist der Dampfverbrauch. Lehrreich sind in dieser Hinsicht Vergleiche der Kurven für die Versuche 6 bis 9 mit denjenigen der Versuche 16 bis 18. Die Versuche lassen sich gut vergleichen, da die Luftleeren nicht allzusehr verschieden sind.

Wenn nun durch Versuche nachgewiesen ist, daß man mit dieser kleinen Einheit von 400 KW nach Spalte 18 z. B. ein Ergebnis von 6,57 kg/BPS/St. Dampf bei rd. 500 BPS er-

Fig. 92.



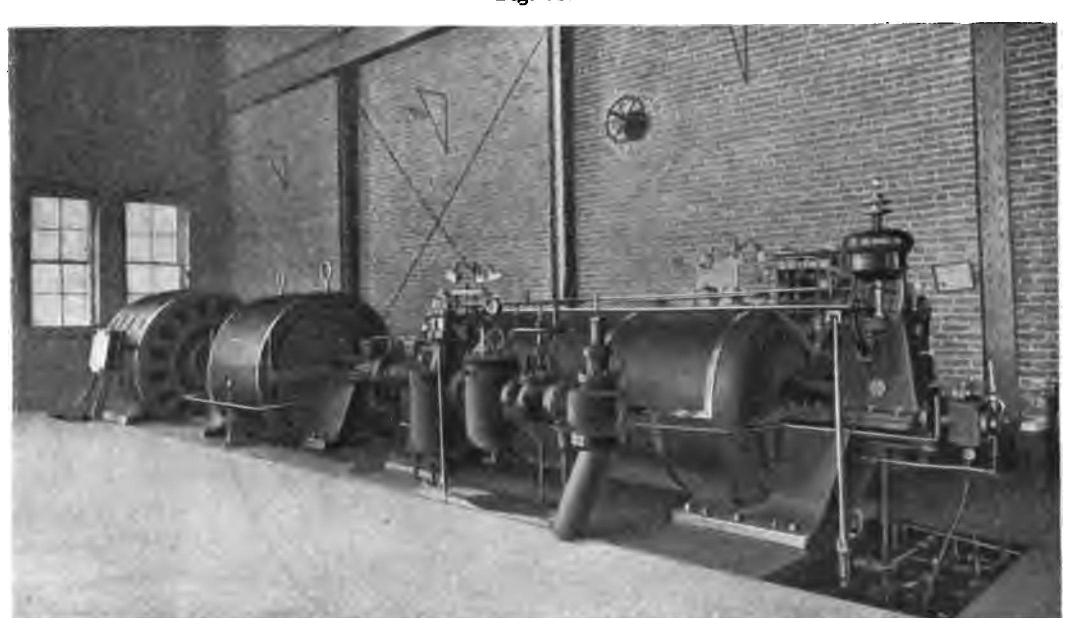
zielen kann, was bei einem mechanischen Wirkungsgrad der Turbine von 0,90 rd. 5,90 kg/IPS/St. entsprechen würde, so ist klar, daß auch Kraftanlagen mäßiger Größe mit Hilfe von Dampfturbinen noch in genügender Weise in kleinere Einheiten zerlegt werden können, um so die größtmögliche Anpassungsfähigkeit an den Betrieb zu erhalten, wobei man gleichzeitig vollkommene Sicherheit im Hinblick auf Reserve und Auswechslung der Turbinen hat. Die kleineren Einheiten einer solchen Anlage werden dabei dennoch eine Wirtschaftlichkeit besitzen, wie man sie seither nur großen Maschinen zuschrieb. Außer diesem Umstand aber kommt noch in Betracht, daß selbst stark wechselnde Belastung mit hoher wirtschaftlicher Vollkommenheit nicht unvereinbar ist, ein Gesichtspunkt, auf den noch mehrfach hinzuweisen sein wird.

In dem Maße, als die Einheiten größer werden, kann die Dampfturbine mit den besten

Kolbenmaschinen in Vergleich gebracht werden, wo neben ihrer Wirtschaftlichkeit ihre sonstigen Vorzüge nicht weniger ins Auge springen. In einem neueren Fall wurde bei einer 750 KW-Turbine ein Dampfverbrauch von 5,31 kg/EPS/St. gewährleistet, was etwa bei einem Gesamtwirkungsgrad von 0,855, d. h. 0,90 für die Turbine und 0,95 für den Elektromotor, 4,7 kg/IPS/St. entsprechen würde. Das ist eine Zahl, die bei der mäßigen Größe der Turbine nur von sehr wenigen Maschinen irgendwelcher Bauart oder Größe sonst erreicht wird.

Sehr günstige Ergebnisse zeigt auch die mit Überhitzung arbeitende 400 KW-Turbine Nr. 27, deren Dampfverbrauchskurven in Fig. 90 dargestellt sind. Das günstigste Ergebnis von 6,07 kg/EPS/St., das bei der Größtbelastung von rd. 400 KW erreicht worden ist, entspricht 5,19 kg/IPS/St. Bei der halben Belastung von 200 KW beträgt der Dampfverbrauch noch 6,59 kg/EPS/St. oder 5,63 kg/IPS/St.; selbst bei $^1/_4$ der größten Belastung

Fig. 93.



ist der Dampfverbrauch erst auf 8,09 kg/EPS/St. bezw. auf 6,92 kg/IPS/St. gestiegen. Die näheren Angaben über die Turbine finden sich in der beistehenden Zahlentafel zusammengestellt.

Versuche mit einer 400 KW-Turbine Nr. 27 am 31. März 1903.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Versuchsnummer	Dampfdruck Atm.-Überdruck	Luftleere mm QS.	Überhitzung Grad C.	Uml./min.	Belastung EPS	Belastung KW	Dampfverbrauch kg/St.	Dampfverbrauch kg/EPS/St.	Dampfverbrauch kg/KW/St.	Dampfverbrauch kg/PSi/St.
3	10,57	715,0	55,3	3520	560,7	412,5	3401,0	6,07	8,26	5,19
4	10,73	714,2	56,8	3540	425,2	312,8	2629,5	6,18	8,40	5,28
5	10,73	716,3	56,7	3580	284,9	209,7	1877,9	6,59	8,96	5,63
6	10,69	716,3	32,6	3590	154,0	113,3	1245,1	8,09	11,00	6,92

Bei der Umrechnung der EPS in IPS ist hier, wie auch in allen nachfolgenden Zahlentafeln, ein Wirkungsgrad von 0,90 für die Turbine und ein solcher von 0,95 für die elektrische Maschine, also ein Gesamtwirkungsgrad von 0,855 zu Grunde gelegt worden. Z. B. sind die Werte der Spalte 11 aus Spalte 9 durch Multiplikation mit 0,855 erhalten worden; Spalte 10 ist aus Spalte 9 durch Multiplikation mit 1,36 entstanden, da 1 KW = 1,36 PS ist.

Ähnlich günstige Verhältnisse bei der ebenfalls mit Überhitzung arbeitenden 400 KW-Turbine Nr. 52 zeigt Fig. 91, die namentlich die außerordentlich hohe Überlastungsfähigkeit der Turbine erkennen läßt. Von 400 bis 1000 BPS ändert sich bei dieser Turbine der Dampfverbrauch nur sehr wenig. Er erreicht seinen Mindestwert von 5,92 kg/BPS/St. bei einer Belastung von 766 BPS. Bei rd. 1042 BPS bezw. bei rd. 430 BPS beträgt er nahezu gleich viel, nämlich 6,34 bezw. 6,32 kg, so daß er innerhalb des weiten Spielraumes von rd. 400 bis rd. 1000 Pferdestärken sich noch nicht um $^1/_2$ kg/BPS/St. ändert. Dies ist eine sehr wertvolle Eigenschaft der Turbine, die sie insbesondere für stark wechselnde Belastung geeignet macht. Wie die zugehörige Zahlentafel erkennen läßt, vermindert sich dabei allerdings die Umlaufzahl von rd. 3526 auf 3414 Uml./min., d. h. um $\frac{112}{3526} = 3,2\,\%$; die Mehrbelastung gegenüber der normalen von 600 BPS beträgt aber auch im letzten Fall mehr als 70 %.

Versuche mit einer 400 KW-Turbine Nr. 52 am 13. November 1903.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Versuchsnummer	Dampfdruck Atm.-Überdruck	Luftleere mm QS.	Überhitzung Grad C.	Uml.|min.	Belastung in BPS.	Dampfverbrauch kg/St.	Dampfverbrauch kg/BPS/St.	Dampfverbrauch kg/KW/St.	Dampfverbrauch kg/PSi/St.
9	10,55	711,7	25,0	3549	261,7	1821,2	6,96	9,46	6,26
10	10,60	711,7	22,9	3526	430,5	2728,4	6,34	8,74	5,71
11	10,69	711,5	24.8	3511	630,2	3818,0	6,05	8,23	5,45
12	10,57	711,2	23,2	3478	766,5	4535.1	5,92	8,05	5.33
13	10,52	712,0	24,4	3436	836,1	4998,7	5,98	8,13	5,38
14	10,09	705,6	24,8	3414	1042,6	6594,0	6,32	8,60	5,69

Von besonderem Interesse sind die nachstehenden Versuchsergebnisse mit der 1000 KW-Turbine Nr. 17, Fig. 92 und Zahlentafel hiezu. Die letztere ist nach Versuchsgruppen mit steigender Luftleere, die einzelnen Gruppen nach abnehmender Belastung geordnet, und in Fig. 92 sind die Dampfverbrauchskurven beim Betriebe mit gesättigtem Dampf ausgezogen, diejenigen bei Anwendung von Überhitzung gestrichelt. Deutlich zeigt sich der Einfluß des höheren Vakuums bei den drei Kurven *A*, *B* und *C*, die ganz ähnlich verlaufen und entsprechend der Verbesserung der Luftleere von rd. 64 auf 66 und 68 cm Quecksilbersäule untereinander liegen. Den Einfluß der Überhitzung erkennt man aus den beiden gestrichelten Kurven *E* und *F* unterhalb *A*, *B* und *C*, wobei wiederum *F* erheblich unter *E* liegt, entsprechend den Überhitzungen von rd. 28 bezw. 77 ⁰ C. Nur die Kurve *D* scheint etwas aus der Reihe zu fallen. Der Widerspruch klärt sich aber sofort auf, wenn man einen Blick auf die Zahlentafel wirft. Bei der Versuchsgruppe *E* ist eine Luftleere von rd. 68 cm vorhanden, während bei Gruppe *D* eine solche von rd. 72 cm besteht. Insbesondere ist bei der kleinen Belastung von nur 263 KW bei *D* eine sehr hohe Luftleere von 73,6 cm vorhanden, während *E* bei 302 KW Leistung eine erheblich schlechtere Luftleere von 67,8 cm besitzt. Bis zur Leistung von rd. 900 KW, bei welcher Abszisse sich die Kurven *D* und



E schneiden, erweist sich somit die höhere Luftleere als von kräftigerem Einfluß auf den Dampfverbrauch, als die Überhitzung von rd. 28 ^{0}, während über der genannten Leistung, also bei Überlastung, sich die Überhitzung als wertvoller erweist. Der günstigste Wert der Versuchsgruppe *F* ist bei 1512 KW mit 5,66 kg/EPS/St. oder 4,84 kg/IPS/St. erreicht, gewiß ein vorzügliches Ergebnis. Auch diese Turbine besitzt die bedeutende Überlastungsfähigkeit von 50% gegenüber der normalen Leistung von 1000 KW.

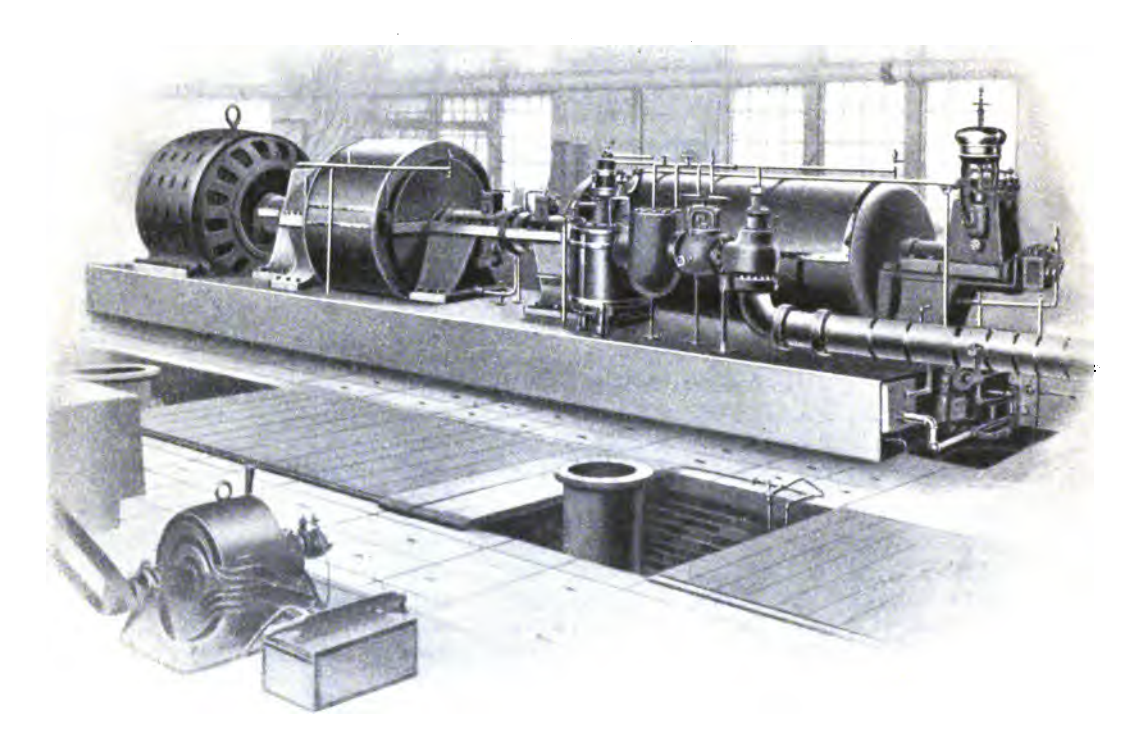
Versuche mit einer 1000 KW-Turbine Nr. 17.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Versuch	Dampfdruck Atm.-Überdruck	Luftleere mm QS.	Beschaffenheit des Dampfes	Uml.|min.	Belastung in EPS	Belastung in KW	Dampfverbrauch kg|St.	Dampfverbrauch kg|EPS|St.	Dampfverbrauch kg|KW|St.	Dampfverbrauch kg|PSi|St.
A 14. u. 15. Okt. 1903.	10,45	636,8	Trocken gesättigt	1498	2043,2	1506	14934,3	7,31	9,94	6,25
	10,58	637,0		1503	1241,1	914	10446,4	8,41	11,44	7,19
	10,62	639,6		1500	422,8	310	5313,0	12,56	17,08	10,74
B 14. Nov. 1903.	10,58	661,4	Trocken gesättigt	1503	2066,5	1519	14532,9	7,03	9,56	6,01
	10,55	658,1		1503	1217,8	897	9972,4	8,18	11,12	6,99
	10,62	666,0		1500	415,7	306	4940,2	11,88	16,16	10,16
C 27. Okt. 1903.	10,34	684,0	0,98	1495	2078,7	1529	14148,7	6,80	9,25	5,81
	10,57	685,5	0,98	1502	1303,0	963	9942,0	7,63	10,38	6,52
	10,41	680,2	0,98	1500	344,8	254	4131,8	11,98	16,28	10,24
D 26. Okt. 1903.	10,46	709,2	0,988	1500	2093,9	1545	13814,8	6,60	8,98	5,64
	10,55	714,2	0.975	1502	1269,5	935	8937,3	7,04	9,57	6,02
	10,67	736,1	0,979	1500	354,1	263	3353,0	9,47	12,88	8,10
E 1. bis 6. Nov. 1903.			Üb.hitzg							
	10,53	686,1	27,5	1502	2005,7	1475	12358,8	6,16	8,38	5,27
	10,52	683,8	28,4	1503	1704,5	1253	11133,2	6,53	8,88	5,58
	10,51	687,3	27,4	1500	1189,4	877	8719,6	7,33	9,97	6,27
	10,62	677,7	29,9	1500	410,7	302	4433,0	10,79	14.67	9,23
F 13.u.14. Nov. 1903.	10,83	713,7	78,1	1500	2058,4	1512	11650,7	5,66	7,70	4,84
	10,51	712,2	77,2	1500	1226,9	904	7730,3	6,30	8,57	5,39
	10,47	715,5	76,9	1503	417,8	306	3677,8	8,81	11,98	7,53

Fig. 93 zeigt die 1000 KW-Turbine im Krafthaus der Cleveland and Southwestern Railway Company in Elyria, Ohio, wo drei solcher Einheiten im Betrieb sind. Es ist hier, wie bei der 1000 KW-Turbine, Fig. 94, die auf dem Versuchsfeld des Werkes aufgestellt ist, die Teilung der Turbine in Hochdruck- und Niederdruckturbine vorgenommen worden. Man erkennt in beiden Figuren die beiden Turbinengehäuse, die vom Dampf in entgegengesetzter Richtung durchströmt werden; dazwischen sind die beiden Kammlager für jede Einzelturbine mit der Flanschenkupplung zu sehen. Die erwähnte Teilung der Turbine wurde in der ersten Zeit in der Absicht angewandt, die freitragende Länge der Welle zu vermindern, sowie um von einer Zwischenüberhitzung im Behälter zwischen Hochdruck- und Niederdruckturbine Gebrauch machen zu können. Die erhofften Dampfersparnisse sind jedoch nicht eingetreten, so daß man die getrennte Bauart bei den neueren Turbinen, selbst bei den größten Einheiten, wie in Europa auch, wieder aufgegeben hat. Die Teilung der Turbine

in zwei Einzelturbinen mit entgegengesetzter Strömungsrichtung wird auch in der Absicht ausgeführt, den Achsialschub der Überdruckturbinen aufzuheben. Dies wird jedoch mit dem Nachteil einer nicht unbedeutenden Verlängerung der ganzen Turbine erkauft, was sehr deutlich aus den Fig. 93 und 94, sowie aus Fig. 95 [1]) hervorgeht. Die letztere zeigt eine 1250 KW-Turbine für die neue Untergrundbahn in New York. Der Frischdampf gelangt durch das 180 mm weite Einströmrohr zur Turbine, passiert vor Eintritt in dieselbe zuerst das Selbstschlußventil *a*, das Absperrventil *b*, Dampfsieb und Wasserabschneider *c* und strömt dann durch das Einlaßventil *d*, das in der üblichen Weise geöffnet und geschlossen wird, in die Hochdruckturbine. Der Dampf tritt also sozusagen in der Mitte der ganzen Turbine ein, durchströmt

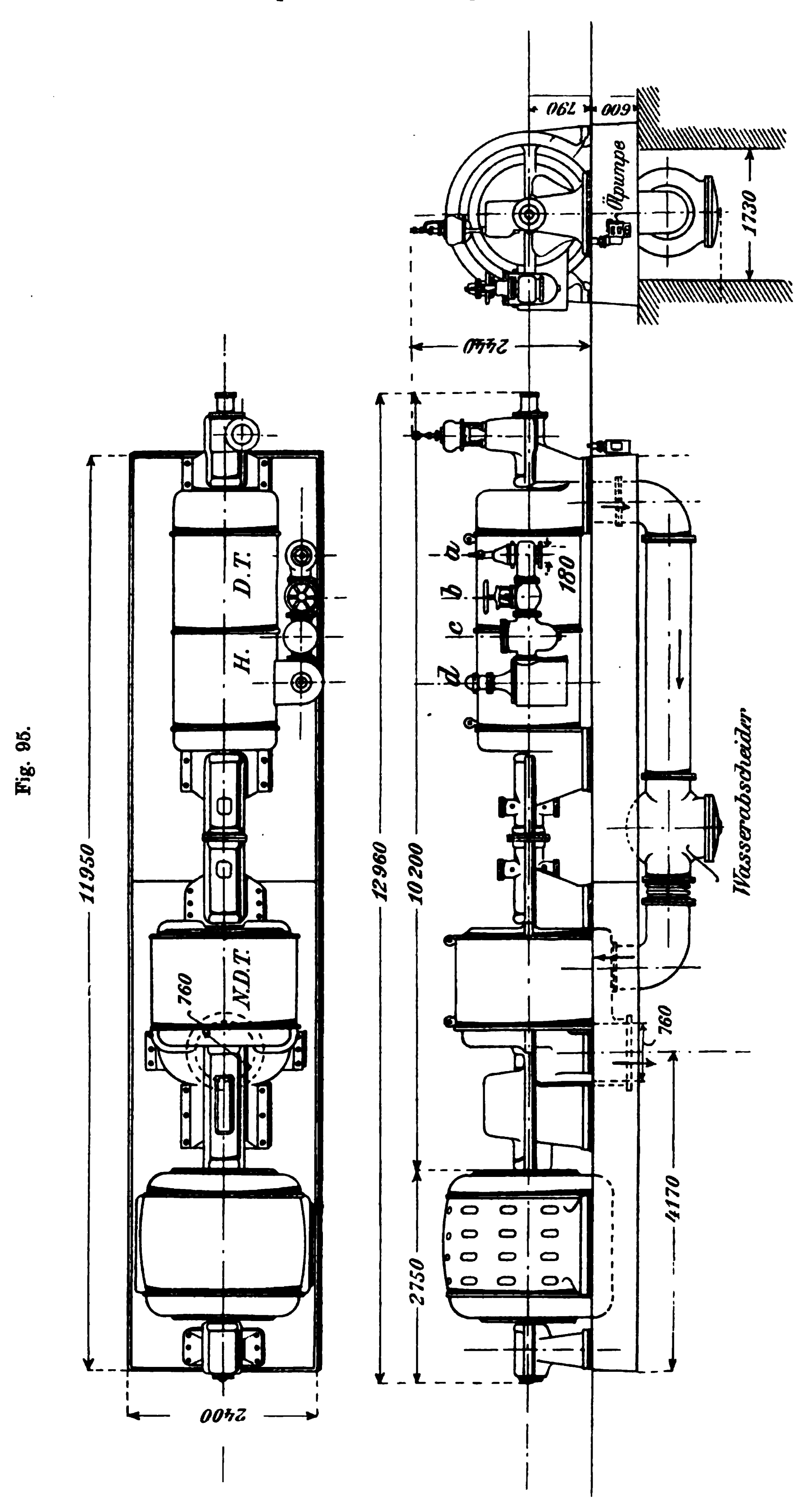
Fig. 94.



den ersten Turbinenzylinder in der Richtung nach dem rechten Ende und gelangt durch ein Überströmrohr und mit Wasserabschneider auf die innere Stirnseite des zweiten Turbinenzylinders, den er in entgegengesetzter Richtung durchströmt. Der Austritt in den Kondensator findet durch das 760 mm weite Rohr statt. Die unter *a*, *b*, *c*, *d* genannten Teile sind auf den Fig. 93 und 94 ebenfalls deutlich zu sehen. Unter diesen ist besonders das Dampfsieb von Wichtigkeit, das Fremdkörper vom Eintreten in die Turbine abhalten soll. Gröbere Stücke, wie Schraubenmuttern u. dergl., die ab und zu in Dampfleitungen geraten, richten keinen Schaden an, da sie den ersten Leitschaufelkranz mit seinen kurzen Schaufeln nicht passieren können. Recht unangenehm können aber die mehr oder weniger großen Stücke losgerissener Packungsteile werden, weil sie die Schaufelzellen verstopfen und so die Leistung der Turbine vermindern können.

Dieselbe Anordnung der Teilung in Hochdruck- und Niederdruckturbine zeigt die An-

[1]) Nach Robert M. Neilson: The Steam Turbine, S. 221, Taf. XXI.



D.T.
H.
N.D.T.
760
11950
2400
12960
10200
2750
4170
2440
790
600
Ölpumpe
1730
Wasserabscheider
a
b
c
d
180

Fig. 95.

lage der B. F. Goodrich Company in Akron, Ohio, Fig. 96. Im Vordergrund ist die geteilte 750 KW-Turbine zu sehen, im Hintergrund steht eine 400 KW-Turbine der üblichen Bauart nach Fig. 76 bezw. 81. Absperrventil, Dampfsieb und Einlaßventil sowie Kammlager und Kupplung sind hier ebenfalls deutlich zu sehen.

Fig. 97 und die nachstehende Zahlentafel gehören zu den beiden 1500 KW-Turbinen Nr. 31 und 32, von denen die erstere mit überhitztem, die letztere mit gesättigtem Dampf arbeitet. Die Wirkung der Überhitzung läßt die Fig. 97 ohne weiteres erkennen. Die Turbinen können gut miteinander verglichen werden, da nur bei den Umlaufzahlen ein größerer Unterschied zwischen ihnen besteht.

Versuche mit 1500 KW-Turbinen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Versuche vom 10. u. 28. Juli 1903.	Dampfdruck Atm.-Üb.druck	Luftleere mm QS.	Beschaffenheit des Dampfes	Uml.|min.	Belastung in EPS	Belastung in KW	Dampfverbrauch kg|St.	Dampfverbrauch kg|EPS|St.	Dampfverbrauch kg|KW|St.	Dampfverbrauch kg|PSi|St.
Turbine 32										
3	10,38	687,1	0,992	1186,0	2079,9	1530,2	13770,4	6,62	9,00	5,66
4	10,30	687,3	0,994	1202,5	1569,4	1154,5	10538,5	6,72	9,14	5,77
5	10,45	687,6	0,992	1202,9	1076,5	792,1	8288,6	7,70	10,47	6,58
6	10,49	687,8	0,991	1220,6	533,5	392,5	4819,5	9,03	12,28	7,72
Turbine 31			Üb.htzg.							
8	10,26	698,0	15,6	1475,6	2117,0	1557,0	12944,3	6,11	8,31	5,22
9	10,14	699,0	15,8	1490,5	1685,2	1239,8	10514,8	6,24	8,49	5,34
10	10,37	697,5	15,3	1502,6	1402,4	767,9	7487,4	7,18	9,76	6,14
11	10,90	699,8	16,6	1507,3	521,1	383,3	4673,0	8,96	12,19	7,66

Eine 1500 KW-Turbine ist die bekannte Turbine in Hartford, zugleich ein Beispiel für die Unterbringung der Rädertrommel in einem einzigen Zylinder. Man erkennt in Fig. 98 eine Reihe Einzelheiten:

Die horizontale Trennungsfuge für Deckel und Gehäuseunterteil mit den in die Gehäuseflansche eingeschraubten Führungsstiften des Deckels; außerdem aber ist das Gehäuse noch durch eine senkrecht zur Achse gelegte Schnittebene in der Nähe der Vakuumkammer geteilt, wie die Verschraubung dort deutlich erkennen läßt.

Nach vorn zu sieht man die Gehäuse für die Entlastungskolben, an die sich der Aufbau für den Regulator anschließt. Der Antrieb des Steuerventils erfolgt in der üblichen Weise, von der Turbinenwelle aus; das Gestänge hiezu und die sonstigen Hebelverbindungen zeigt die Figur ebenfalls; ebenso den Antrieb der Ölpumpe, ferner den Handhebel zum Anheben des Eintrittsventils beim Ingangsetzen der Turbine. Hinter dem Einlaßventil am Unterteil des Gehäuses ist das Überlastungsventil zu sehen. Das dicke Rohr, das vom Gehäuse des größten Entlastungskolbens aus unter Flur führt, verbindet den Raum hinter dem letzten Ausgleichkolben mit der Vakuumkammer, s. die frühere Fig. 78.

Fig. 99 [1]) zeigt dieselbe Turbine in der Seitenansicht. Durch Vergleich beider Figuren

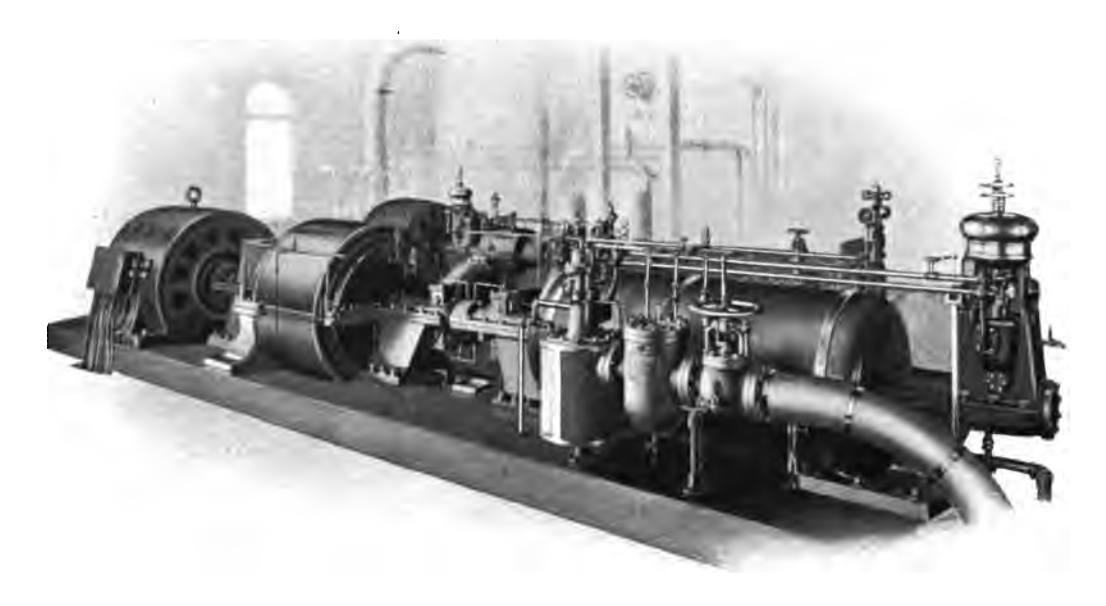
[1]) Nach Hodgkinson: Steam Turbines, S. 34.



wird man die genannten Teile leicht finden. Die Dampfzuleitung ist in Fig. 99 von unten angeschlossen.

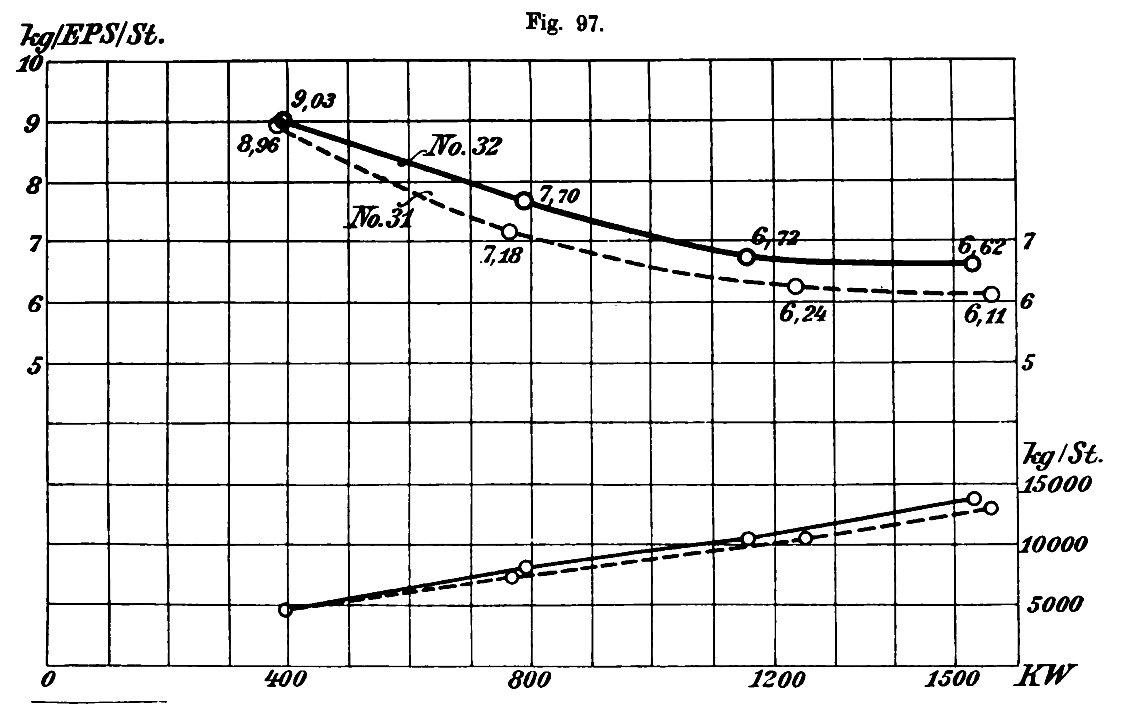
Die Räderwalze derselben Turbine gibt Fig. 100 [1]) wieder. Sie wiegt 12 800 kg und hat

Fig. 96.



eine Gesamtlänge von 6 m. Der Lagerabstand beträgt 3,7 m, der größte Durchmesser 1,8 m. Die ganze Anlage hat folgende äußere Abmessungen: 10 m Länge und 2,7 m Breite bei einem

Fig. 97.

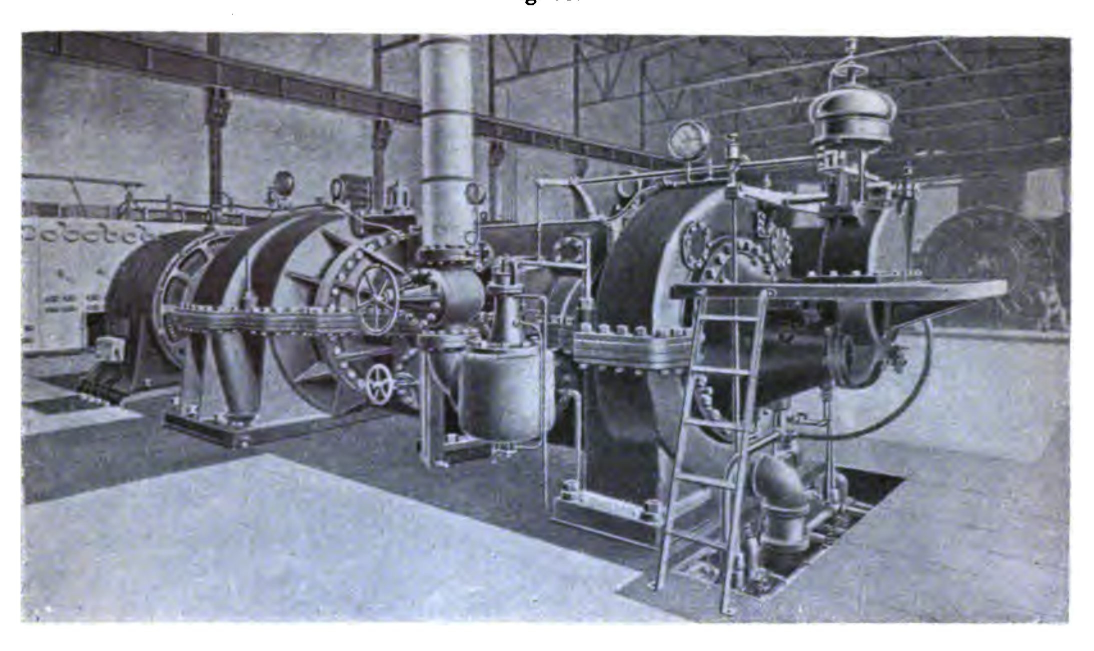


[1]) Nach Hodgkinson: Steam Turbines, S. 33.

Gesamtgewicht von 79 000 kg, einschließlich des Generators. Die Turbine war bis zum Anfang des Jahres 1901 die größte nicht geteilte Turbine in den Vereinigten Staaten.

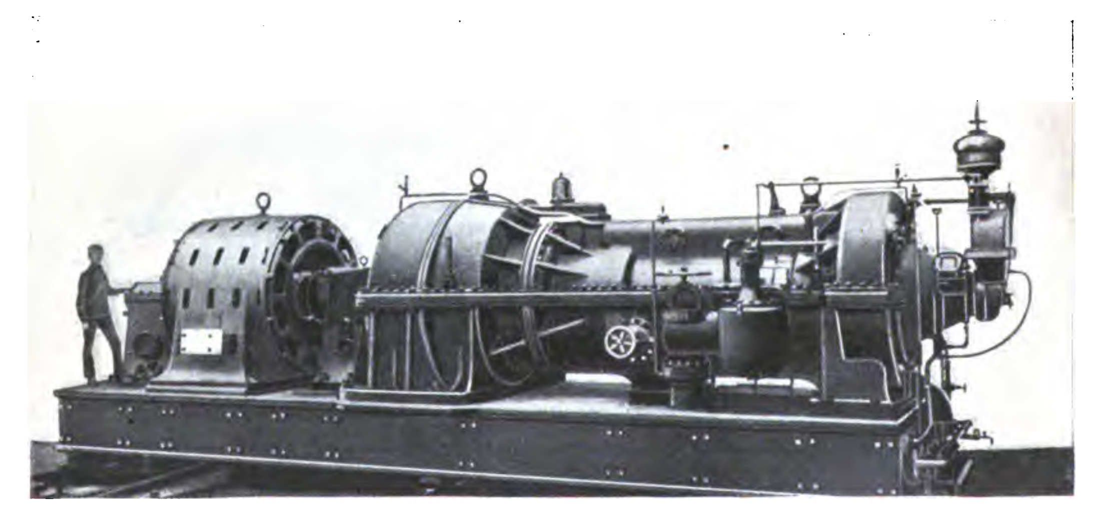


Fig. 98.



Der Dampfverbrauch der Turbine beträgt im regelmäßigen Betrieb bei einer Belastung von 1800 KW, 10,9 kg/qcm Dampfdruck, 69 cm Luftleere und 25⁰ C. Überhitzung: 8,6 kg/KW/St. oder 7,4 PSi/St. [1]).

Fig. 99.



Als Beispiel für eine in Hoch- und Niederdruckzylinder geteilte 1500 KW-Turbine sei die in Fig. 101 dargestellte, auf dem Prüffeld befindliche Turbine wiedergegeben. Sie besitzt eine der 1000 KW-Turbine ganz ähnliche Gesamtanordnung. Die Einzelheiten sind dieselben wie in den Fig. 93, 94, 95 und 96.

[1]) Edward H. Sniffin: The Steam Turbine. Its commercial aspect S. 13.



Von Interesse sind ferner im Zusammenhang mit den letzten Turbinen die sehr großen Ausführungen, von denen im Sommer 1904 eine größere Anzahl während ihrer Herstellung in der Werkstatt zu sehen war. Es sind dies die 5500 KW-Turbinen, Fig. 102, für die neue Untergrundbahn in New-York. Rechts vorn erkennt man wiederum das Schnellschlußventil, das vom Regulator bei Überschreitung einer bestimmten größten Umlaufzahl durch das nach unten führende Gestänge geschlossen wird. Die Dampfleitung ist, wie bei der früheren Einheit von 750 KW, Fig. 79, um den Turbinenzylinder herum nach den beiden oben auf dem Gehäuse sitzenden Ventilen geführt. Die Welle ist nur in zwei Lagern gelagert. Das Kammlager mit seinen Einstellvorrichtungen ist am vorderen Stirnende zu sehen. Von der Höhe des mit einem Schutzmantel versehenen Gehäuses gibt der Treppenaufgang zu der Plattform mit den Ventilen einen Begriff. Die Hauptabmessungen sind: Ganze Länge von Turbine und Generator 14,3 m; Höhe 4,9 m; Breite 4,3 m [1]).

Fig. 100.

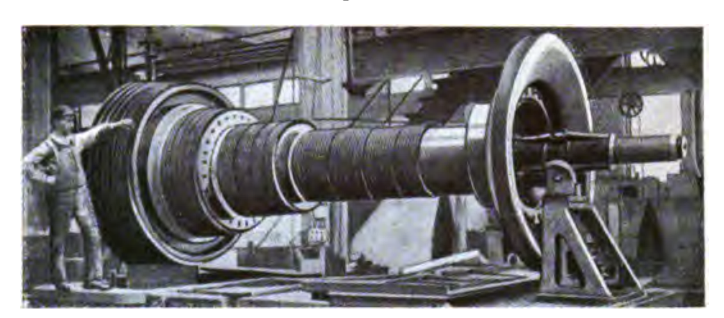
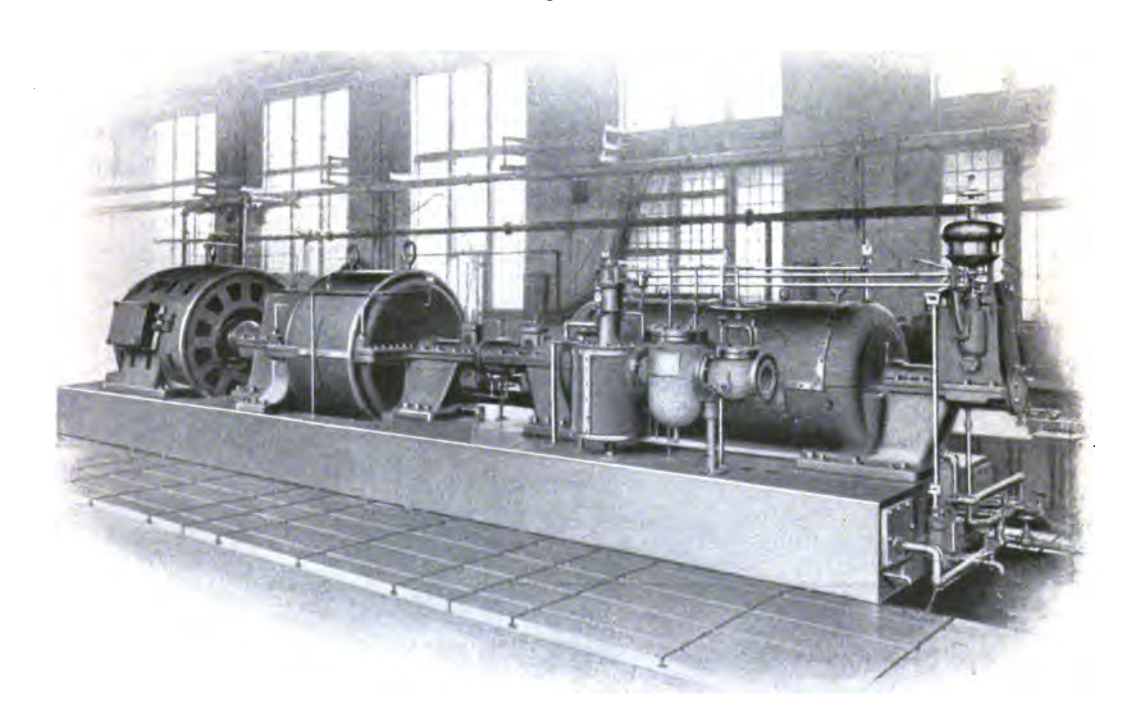


Fig. 101.



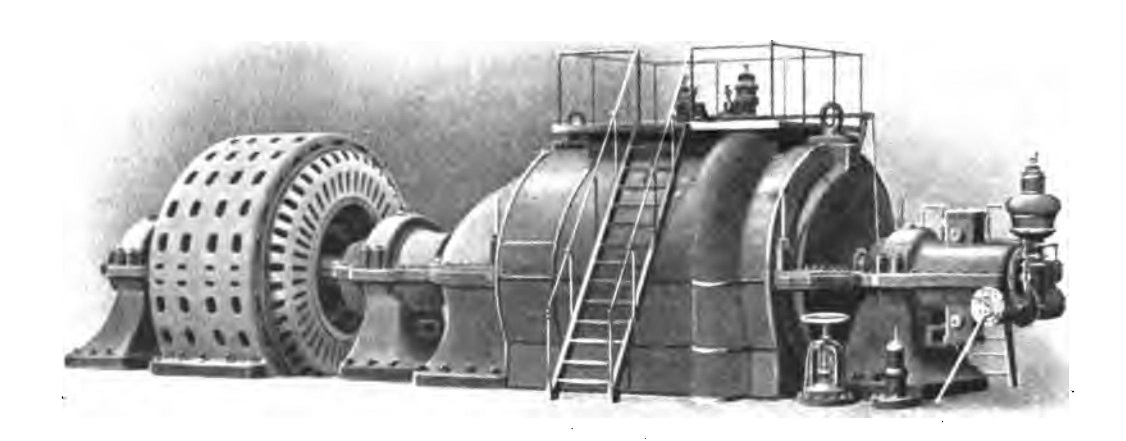
Die geringen Anforderungen der Parsons-Turbine an Grundriß sind von ihren euro-

[1]) Diese Zahlen stimmen mit den Außenabmessungen der 5000 KW-Turbinen des Kraftwerks St. Ouen befriedigend überein mit Ausnahme der Höhe von 3,4 m über dem Fußboden der französischen Turbinen, Z. 1905, S. 514 und 574.



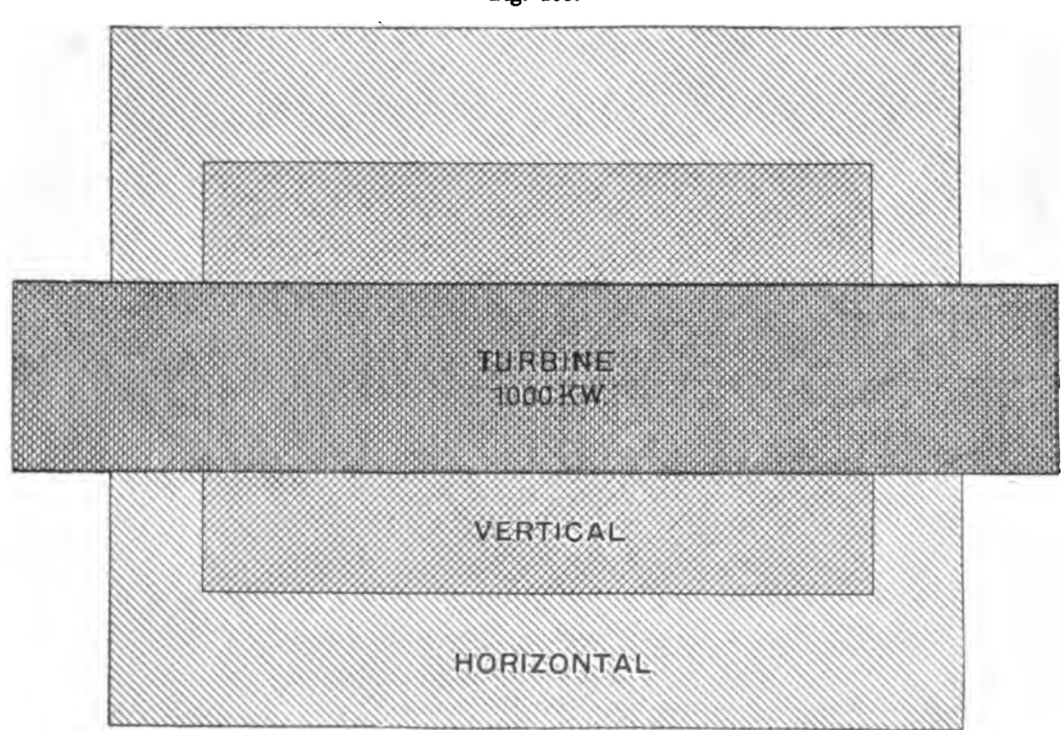
päischen Ausführungen her so bekannt, daß es genügt, zwei Beispiele in dieser Hinsicht anzuführen.

Fig. 102.



In Fig. 103 ist als Vergleichsgrundlage eine 1000 KW-Turbine gewählt und ihr Bedarf an Grundriß, einschließlich desjenigen des zugehörigen Generators, in Vergleich gestellt worden mit einer stehenden bezw. einer liegenden Corliss Verbundmaschine gleicher Leistung.

Fig. 103.



Bei dieser Maschinengröße braucht somit in runden Zahlen die Turbine $^2/_3$ des Grundrisses der stehenden, bezw. nur $^2/_5$ des Grundrisses der liegenden Dampfmaschine. Welche Vorteile dieser geringe Raumbedarf in Bezug auf Grunderwerbungs- und Gebäudekosten mit sich bringt, braucht nicht näher ausgeführt zu werden. Naturgemäß sind die in diesem Sonderfall

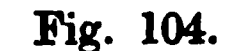
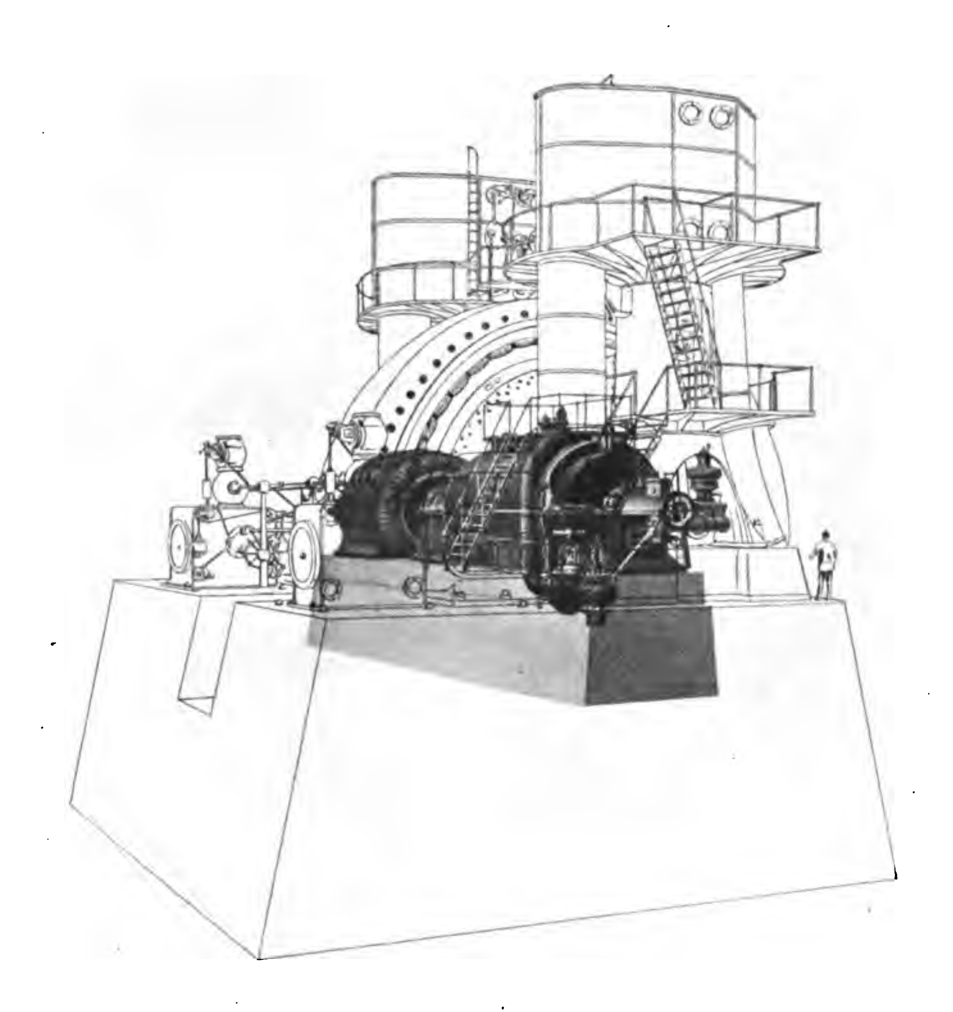


Fig. 104.



geschätzten Größen $^2/_3$ bezw. $^2/_5$ nicht allgemein für alle Maschinengrößen von Turbine und Kolbenmaschine gültig.

In Fig. 104 sind hinsichtlich des erforderlichen Raumes zwei Maschinen von je 5000 KW Leistung in Vergleich gestellt: eine Westinghouse-Parsons-Turbine und eine Kolbenmaschine, der sogenannte Manhattan Type, der sich in Nordamerika, im besonderen in New York, für die großen Einheiten der elektrischen Kraftzentralen nach den Ausführungen der Allis-Chalmers Company herausgebildet hat. Die Dampfmaschine ist eine Zwillings-Verbundmaschine mit liegenden Hochdruckzylindern und stehenden Niederdruckzylindern. (Vergl. auch Fig. 33 S. 24.) Beide Zylinder einer Verbundmaschine arbeiten je auf e i n e Stirn-

kurbel. Zwischen ihnen erkennt man die großen, senkrecht gestellten Behälter. Der riesige Generator sitzt auf der Welle zwischen den beiden Maschinenhälften. Man vergleiche damit:

1. den geringen Raum, den die Dampfturbine gleicher Leistung und gleicher Überlastungsfähigkeit einnimmt, sowie

2. den kleinen Generator der Turbine gegenüber dem Ungetüm der Dampfmaschine. Für eine Beurteilung in Hinsicht auf die unter Ziff. 1 und 2 genannten Gesichtspunkte ist die folgende Gegenüberstellung der Hauptgrößen für die Kolbenmaschine und die Turbine nach den Angaben von Hodgkinson von Wert[1]).

	Kolbenmaschine	Dampfturbine
Uml./min.	75	750
Durchmesser des elektr. Generators m.	12,2	3,8
Polzahl	40	4
Wechsel	25	25
Gewicht t (je ausschließlich der Welle)	445	106[2])

Besonders bemerkenswert ist aber

3. ein Vergleich der beiden Fundamente. Man übersehe auch die großen Kosten nicht, welche die Herstellung eines so großen und tief hinabreichenden Fundamentes verursacht. Hier, bei diesen ausnahmsweise großen Maschineneinheiten, zeigt sich die Überlegenheit der Dampfturbine im glänzendsten Lichte. Die Dampfturbine erweist sich damit als die eigentliche Maschine für den Großdampfmaschinenbau, da es nach dem heutigen Stande der Ausführungen keine Schwierigkeit mehr bietet, sie, unbeschadet ihrer Einfachheit im ganzen, bis zu den größten Leistungen und Abmessungen zu entwickeln, die in der Industrie gefordert werden müssen.

---

[1]) Transactions etc. 1904 S. 740.

[2]) Diese Zahl stimmt mit dem Gewichte der 5000 KW-Turbine des Rheinisch-Westfälischen Elektrizitätswerk A.G. Essen-Ruhr gut überein, das von Brown, Boveri & Cie für die mit 1000 Uml. min. arbeitende Turbine allein zu 107 t angegeben wird. Die Unterschiede in den Umlaufszahlen sind dabei nicht zu übersehen. Troske gibt das Gewicht der 5000 KW-Turbine von St. Ouen allein zu rd. 90 t. an. Z. 1905, S. 575.



